

Thomas Gutjahr

Optimierung des Schmierstoffeinsatzes
am Beispiel einer Papierfabrik

DIPLOMARBEIT

Hochschule Mittweida

UNIVERSITY OF APPLIED
SCIENCES

Maschinenbau

Mittweida, 2009

Thomas Gutjahr

Optimierung des Schmierstoffeinsatzes am
Beispiel einer Papierfabrik

eingereicht als

DIPLOMARBEIT

an der

Hochschule Mittweida

UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Qualitätssicherung

Bruck an der Mur, 2009

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. G. Gebhardt

Zweitprüfer: Dipl.-Ing. (FH) A. Stockreiter

Vorgelegte Arbeit wurde verteidigt im Juli 2009

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre, dass ich die vorliegende Arbeit selbständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe. Die Arbeit wurde bisher an keiner anderen Bildungsinstitution vorgelegt und ist noch nicht veröffentlicht.

.....

Thomas Gutjahr

Bruck an der Mur, im Juni 2009

Kurzfassung

Bibliographische Beschreibung:

Gutjahr, Thomas: Optimierung des Schmierstoffeinsatzes am Beispiel einer Papierfabrik. 2009. 90 Seiten. Mittweida, Hochschule Mittweida, Fachbereich Maschinenbau, Diplomarbeit, 2009

Referat:

Die Papierindustrie ist geprägt durch anlagenintensive Produktionseinrichtungen. Die Verfügbarkeit dieser Anlagen hat hohe Priorität da Schäden oder Produktionsausfälle meist mit großen Kosten verbunden sind. Für die Funktion der Papiermaschinen und deren peripheren Aggregaten ist die Schmierung von Wälzlagern von großer Bedeutung. Diesem Umstand Rechnung tragend betrachtet diese Diplomarbeit im besonderem das Optimierungspotential bei der Fettschmierung von Wälzlagern. Im Theorieteil werden die dafür relevanten tribologischen Grundlagen zusammengefasst. Im Praxisteil wird am Beispiel der Papierfabrik Norske Skog Bruck der Einsatz von Fetten analysiert und auf Verbesserungsmöglichkeiten hin untersucht. Die Erkenntnisse dieser Untersuchungen werden als Lösungsansätze zur Verbesserung der Ist-Situation im Unternehmen dargestellt.

Danksagung

Ich möchte mich an dieser Stelle bei jenen Personen bedanken, die mich bei der Erstellung dieser Arbeit unterstützt haben und insbesondere bei denen, die mir das Studium ermöglichten.

Es gilt mein Dank dem Unternehmen Norske Skog Bruck, besonders den Herren Dipl.-Ing. Karl Misslik, Dr. Ewald Hunstein und Dipl.-Ing (FH) A. Stockreiter, die mir das Studium in dieser Form ermöglichten und mir die nötige Zeit zur Verfügung gestellt haben.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Gebhardt bedanke ich mich für die Betreuung bei der Diplomarbeit.

Besonderen Dank schulde ich Herrn Dipl.-Ing (FH) A. Stockreiter, dem Auftraggeber und Zweitgutachter dieser Diplomarbeit, der mich durch seine engagierte Betreuung und stete Diskussionsbereitschaft mit vielseitigen Denkanstößen bereicherte und mich bei der Erstellung dieser Arbeit unterstützt hat.

Außerdem möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Christian Specht und Herrn Ing. Radlbauer von der Schöffler KG, Herrn Ing. Lughofer von ExxonMobil, Herrn Dipl. Ing. Ruf von Shell und Herrn Ing. Fellner von Lubcon für die Unterstützung bedanken.

Abschließend möchte ich auch meiner Familie danken. Besonders meinen beiden Kindern Christopher & Patricia. Sie haben mich in der ganzen Zeit in jeder Hinsicht unterstützt und mir den nötigen Freiraum eingeräumt.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	I
Danksagung	II
Inhaltsverzeichnis	III
1. Einleitung und Zielsetzung	1
1.1. Einleitung	1
1.2. Zielsetzung und Aufbau	2
2. Grundlagen der Tribologie	3
2.1. Historische Wurzeln	3
2.2. Definition und Aufgaben der Tribologie	4
2.3. Reibung	4
2.3.1. Reibungszustände	6
2.3.1.1. Festkörperreibung (trockene Reibung)	6
2.3.1.2. Oberflächenschichtreibung (Grenzreibung)	6
2.3.1.3. Mischreibung	7
2.3.1.4. Flüssigkeitsreibung	7
2.3.2. Übergänge zwischen den Reibungszuständen	8
2.4. Verschleiß	9
2.4.1. Verschleißmechanismen	9
2.4.1.1. Adhäsion	10
2.4.1.2. Abrasion	10
2.4.1.3. Werkstoff- bzw. Materialermüdung	11
2.4.1.4. Tribochemische Reaktion (Oxidation, Korrosion)	11
2.5. Wärme und Wärmeabfuhr	12
2.6. Einsatz von Schmierstoffen	12
3. Schmierung von Wälzlagern	14
3.1. Feststoffschmierung (Oberflächenschichtreibung)	14
3.2. Teilschmierung (Mischreibung)	15
3.3. Vollschrnerung (Flüssigkeitsreibung)	15
3.3.1. Hydrodynamische Schmierung	16
3.3.2. Elastohydrodynamische Schmierung (EHD)	17
3.4. Vergleich zwischen Öl und Fettschmierung	19
3.4.1. Abgrenzung zwischen Öl- und Fettschmierung	20

3.5.	Ölschmierung.....	22
3.6.	Fettschmierung	23
3.6.1.	Fettgebrauchsdauer.....	26
3.6.2.	Nachschmierfristen	27
3.6.3.	Erstbefüllung und Dosiermengen für Fettschmierung.....	29
3.6.4.	Einflussfaktoren auf die Lagerlebensdauer.....	32
3.6.5.	Viskosität und Konsistenz	37
3.6.5.1.	Öl-Separation.....	39
3.6.5.2.	Tropfpunkt von Schmierfetten.....	40
3.6.6.	Grundöl oder Basisöl	41
3.6.6.1.	Grundöl auf Mineralölbasis	42
3.6.6.2.	Grundöl auf Synthesebasis.....	43
3.6.6.3.	Vergleich zwischen mineral- und synthetischen Ölen.....	43
3.6.7.	Additive und ihre Eigenschaften	45
3.6.7.1.	Antioxidantien	46
3.6.7.2.	Metalldesaktivatoren.....	46
3.6.7.3.	Korrosionsschutzadditive.....	46
3.6.7.4.	Verschleißschutz Additive.....	46
3.6.7.5.	Sonstige Zusätze	47
3.6.8.	Verdicker und ihre Mischbarkeit.....	47
3.6.8.1.	Einfache Seifenfette.....	49
3.6.8.2.	Komplexseifenfette	49
4.	Schmiertechnik	50
4.1.	Handschmierstellen	50
4.2.	Automatische Schmierstoffgeber	51
4.3.	Zentralschmierungen	52
4.3.1.	Zweileitungsverteileranlagen	53
4.3.2.	Progressivverteileranlagen	54
4.3.3.	Anwendungen von Fett-Zentralschmieranlagen	55
4.4.	Einbringen des Schmierstoffes in die Lagerstelle	56
5.	Optimierung des Schmierstoffeinsatzes.....	57
5.1.	Norske Skog Bruck	57
5.2.	Aufgabenstellung bei Norske Skog Bruck.....	58
5.3.	Vorgangsweise	58

5.4.	Analyse der Verbrauchsmengen an Schmierstoffen	58
5.5.	Fett-Zentralschmierung an der Papiermaschine	61
5.6.	Analyse von schmierungsbezogenen Schäden	62
5.7.	Lagerberechnung und Auslegung für eine Papiermaschine	64
5.7.1.	Fallbeispiel Siebleitwalze „D“ Trockengruppe	65
5.7.1.1.	Lebensdauerberechnung nach FAG & SKF	66
5.7.2.	Fallbeispiel Zentralkeramikwalze Pressenpartie	68
5.7.2.1.	Lebensdauerberechnung nach FAG & SKF	69
5.8.	Schmierfettauswahl und Festlegung der Dosiermengen.....	71
5.8.1.	Überprüfung des Schmierfettes auf Eignung	71
5.8.2.	Rechnerische Ermittlung der Nachschmiermenge und Fettgebrauchsdauer	72
5.8.2.1.	Nachschmiermenge Siebleitwalze D	72
5.8.2.2.	Fettgebrauchsdauer Siebleitwalze D	72
5.8.2.3.	Nachschmiermenge Zentralkeramikwalze 1. und 2. Presse	73
5.8.2.4.	Fettgebrauchsdauer Zentralkeramikwalze 1. und 2. Presse	74
5.8.3.	Praktische Ermittlung der Dosiermenge	74
5.8.3.1.	Siebleitwalze D 2. Trockengruppe oben	75
5.8.3.2.	Zentralkeramikwalze 1. und 2. Presse	78
6.	Lösungsvorschläge und Umsetzungen	81
6.1.	Dokumentation der Fett-Zentralschmieranlage.....	81
6.2.	Funktionskontrolle der Fett-Zentralschmieranlage	81
6.3.	Dokumentation der Dosierstellen und –mengen im SAP	81
6.4.	Fettumstellung der Trockengruppe und Sieb-Pressenpartie	83
6.5.	Auftrennung Fett-Zentralschmierung Trockengruppe und Sieb- Pressenpartie	83
6.6.	Mengenoptimierung durch Berechnung und Schwingungsmessung .	84
6.7.	Anschaffung eines mobilen Online-Schwingungsmessgerätes.....	84
6.8.	Änderung von Fett- auf Ölumlaufschmierung	84
6.9.	Einbringung des Schmierfettes in die Lagerstelle	89
6.10.	Kritische Betrachtung.....	89
7.	Zusammenfassung	90
8.	Abbildungsverzeichnis	I
9.	Tabellenverzeichnis	IV

10.	Abkürzungsverzeichnis.....	V
11.	Literaturverzeichnis	VII
12.	Anhang	IX

1. Einleitung und Zielsetzung

1.1. *Einleitung*

Im Werk Bruck von Norske Skog wird auf zwei Papiermaschinen Newsprint (Zeitungsdruckpapier) und LWC (Light Weight Coated) -Papier hergestellt.

Wie in der papiererzeugenden Industrie generell ist auch Norske Skog Bruck geprägt durch eine Vielzahl komplexer Maschinen und Anlagen für deren Funktion Wälzlager eine bedeutende Rolle spielen.

Kommt es auf Grund technischer Mängel zu Schäden oder Produktionsausfällen, so entstehen außer den direkten Schadenskosten meist hohe Folgekosten durch entgangene Deckungsbeiträge.

Um diesem Umstand Rechnung zu tragen, ist der optimalen Schmierung von Wälzlagern größte Bedeutung beizumessen. Neben den Aspekten der optimalen Schmierung gilt auch zu beachten, dass vor allem Fettschmierungen in großem Maße für Anlagenverunreinigungen verantwortlich sind. Bruck benötigt jährlich rund 8 Tonnen Schmierfett. Nach Gebrauch treten diese 8000 kg wieder aus den Lagerstellen aus und verunreinigen die Anlagen. Natürlich ist auch der Kostenaspekt zu betrachten, insbesondere weil Schmierstoffe durch die enge Bindung an den Ölpreis in den letzten Jahren beträchtlichen Kostensteigerungen ausgesetzt waren. Eine Optimierung des Schmierstoffeinsatzes ist deshalb eine so große Herausforderung, weil praktisch jede Lagerstelle als individuelles tribologisches System mit unterschiedlichen Betriebsbedingungen und Einflussparametern zu betrachten ist. Dessen Beherrschung birgt alleine schon auf Grund der Vielzahl unterschiedlichster Einsatzbedingungen hohe Komplexität in sich.

In jüngster Vergangenheit führten Bestrebungen im Werk Bruck zum effizienten Einsatz von Schmierölen zu sehr positiven Ergebnissen, so dass sich jetzt die Frage stellt, welche Verbesserungen bei fettgeschmierten Anlagen möglich sind.

1.2. *Zielsetzung und Aufbau*

Wie in der Einleitung erwähnt, konzentriert sich diese Diplomarbeit vor allem auf die Fettschmierung. Ziel der Arbeit ist es, die Ist-Situation im Werk Bruck zu untersuchen und Vorschläge für Verbesserungsmaßnahmen zu generieren. Die Verbesserungsvorschläge sollen sich an der Maximierung der Lebensdauer und Zuverlässigkeit von Wälzlagerungen sowie der Reduktion von Schmierstoffmengen und –kosten orientieren.

Die Diplomarbeit gliedert sich folgendermaßen:

Der Theorieteil in den Kapiteln 2 bis 4 betrachtet die für die weiteren Aktivitäten erforderlichen Grundlagen der Tribologie. Im Kapitel 5 wird auf die Anwendung dessen in der Praxis am Beispiel von Norske Skog Bruck eingegangen. Im nachfolgenden sechsten Kapitel werden Lösungsvorschläge zur Verbesserung der Ist-Situation dargestellt.

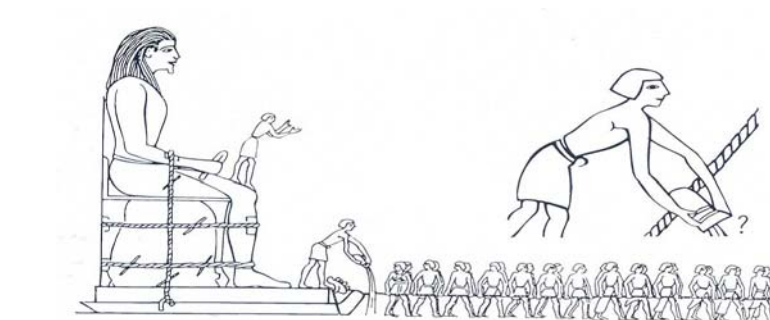
2. Grundlagen der Tribologie

Die Geschichte der Schmierung fing mit bescheidenen Experimenten an, bei denen verschiedene Naturprodukte verwendet wurden. Erst im 19. Jahrhundert stiegen im Zuge der Industrialisierung die Anforderungen an Schmierstoffe sprunghaft an. Lagerstellen in den verschiedenen Bereichen der Grundstoffindustrie, der Energieerzeuger, der Produktion und des Verkehrs mussten nur hohe Geschwindigkeiten, hohe Kräfte und damit auch deutlich höhere Temperaturen ertragen können als zuvor. Diese gestiegenen Anforderungen führen auch zu einer Weiterentwicklung der Schmierstoffe. Diese Notwendigkeit der Anpassung und Optimierung von Schmierstoffen und Schmierstoffsystemen ist ein Teilgebiet der Tribologie.

2.1. Historische Wurzeln

Das etwa 4000 Jahre alte ägyptische Bild bringt es auf den Punkt¹. Es wird ein Pflanzenöl gewesen sein, das die Kufen des Steinschlittens schmierte, als er entlang einer Bahn aus Ton oder Nilschlamm gezogen wurde. Im Mittelmeerraum benutzten die Menschen Olivenöl, welches universell zum Einsatz kam. Analysen von Überresten zeigen, dass der von den uralten Ägyptern benutzte Schmierstoff aus mit Kalk gemischtem Olivenöl bestand. Auch Mineralöl war schon in sehr früher Zeit bekannt, aber es wurde nicht zur Schmierung eingesetzt. Die Indianer in Nordamerika benutzten zur Herstellung von Medizin und zur Abdichtung von Kanus.

Abbildung 1: Geschichtlicher Gebrauch von Schmierstoffen²



¹ Vgl. SKF: Wälzlager im Betrieb Druckschrift 4690G.:SKF, 2002, S.84

² Quelle: Wälzlager im Betrieb Druckschrift 4690G.:SKF, 2002, S.84

2.2. Definition und Aufgaben der Tribologie

Die wichtigste Forderung an Tribologie ist es, Reibungs- und verschleißbedingte Stoff- und Energieverluste möglichst klein zu halten, um so einen hohen Wirkungsgrad und einen störungsfreien und zuverlässigen Betrieb von Maschinen, Geräten und Anlagen zu gewährleisten.

Es wurden die Aufgaben der Tribologie im Jahre 1966 als Oberbegriff für die sehr häufig separat betrachtete Reibungs-Verschleißproblematik mit folgender Definition begründet:

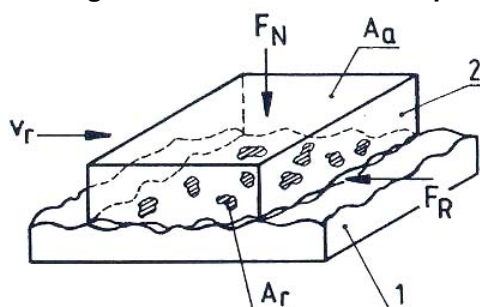
„Tribology is the science and technology of interacting surfaces in relative motion and of related subjects and practices.“

(Peter Jost)³

2.3. Reibung

Die Reibung ist nach DIN 50 323 T.3 genau definiert. Die Theorie geht davon aus, dass bei einer Relativbewegung zweier Körper unter Normalbelastung die Berührung nur im Mikrobereich stattfindet, und somit die Kontaktfläche stark reduziert ist. Im Verlauf der Relativbewegung kommt es zu einer örtlich und zeitlich sich ändernden geometrischen Verteilung der Kontaktflächen.⁴

Abbildung 2: Kontakt zweier Festkörper 1 und 2 bei Relativbewegung unter Normalkraft⁵



F_N Normalkraft

A_a nomineller Kontakt- oder Reibfläche

F_R Reibkraft

A_r reale Kontakt- oder Reibfläche

v_r Relativgeschwindigkeit

³ Zitiert nach: Peter Jost.: (Tribologie Handbuch, 2003, S.1)

⁴ Vgl. Werkstoffe in der Tribotechnik, 1992, S.25

⁵ Quelle: Werkstoffe in der Tribotechnik, 1992, S.25

Grundsätzlich wird zwischen äußerer und innerer Reibung unterschieden. Bei äußerer Reibung handelt es sich um die Berührung der Stoffbereiche unterschiedlichster Körper, bei innerer Reibung gehören die in Relativbewegung befindenden Stoffbereiche dem ein und demselben Körper an.

Oberflächen von festen Körpern sind stets rau. Deshalb berühren sich zwei feste Körper nicht auf der gesamten Auflagefläche, sondern nur an bestimmten Rauheitsspitzen. Außerdem wird zwischen Ruhereibung und Bewegungsreibung unterschieden.

Die Ruhereibung, die auch Haftreibung oder statische Reibung genannt wird, ist die Kraft zwischen zwei ruhenden Körpern die gerade nicht ausreicht eine Relativbewegung einzuleiten.

Bewegungsreibung, auch kinematische Reibung genannt, wirkt zwischen zwei relativ zueinander bewegten Oberflächen. Diese Reibungsart beinhaltet die Anlauf-, Auslauf- und intermittierende Reibung. Gleitreibung ist eine spezielle Form der Bewegungsreibung. Darunter versteht man die Reibung, die durch eine translatorische Bewegung zweier Körper entsteht.

Rollreibung entsteht durch eine rotierende Bewegung von zwei linien- oder punktförmig sich berührenden Körpern, deren Rotationsachse parallel zur Reibfläche liegt.

Allgemein ist bei gleicher Belastung die Rollreibung sehr viel kleiner als die Trockenreibung.

Die Wälzreibung ist eine überlagernde Form der Gleit- und Rollreibung. Dieser Schlupf ist durch die elastische Formänderung von Kugel und Unterlage durch die angestrebte Rollreibung nicht zu verhindern und spielt in der Praxis eine wesentliche Rolle. Bei der Rollreibung tritt immer ein Anteil an Gleitreibung auf, der im wesentlichen vom Material und der Belastung abhängt. Diese Tatsachen spielen eine wichtige Rolle für die Lebensdauer und den Verschleiß von Wälzlagern.

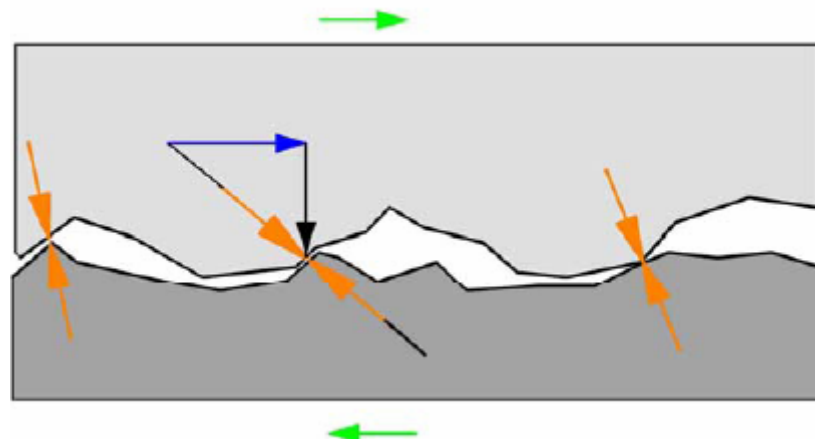
2.3.1. Reibungszustände

Die Reibungszustände unterscheidet man je nach Kontaktzustand der Reibpartner. Im Rahmen der Tribologie werden diese in Festkörperreibung, Grenz- oder Grenzschichtreibung, Flüssigkeitsreibung, Gasreibung und Mischreibung eingeteilt.

2.3.1.1. Festkörperreibung (trockene Reibung)

Bei dieser Art von Reibung haben die Oberflächen unmittelbar direkten Kontakt und sind nicht durch Zwischenstoffe oder Beschichtungen getrennt. Der Reibungskoeffizient μ_G ist bei gleicher Oberflächenbeschaffenheit, Gleitgeschwindigkeit und Belastung von dem Material selbst und der Anwesenheit von Gasen, in erster Linie von Luft abhängig. Es handelt sich dabei um raue Oberflächen die aneinander entlang gleiten. Die orangen Pfeile stellen die Normalkräfte die senkrecht auf den Körper wirken dar, bei dem blauem Pfeil handelt es sich um den n-Teil der Reibungskräfte und grün ist die Relativbewegung der beiden Körper.

Abbildung 3: Festkörperreibung (trockene Reibung)



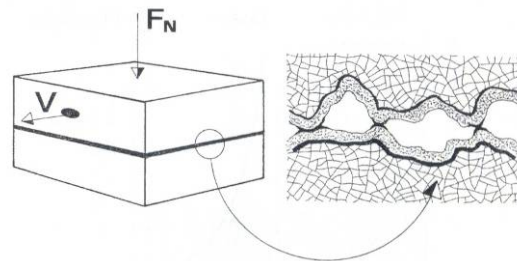
2.3.1.2. Oberflächenschichtreibung (Grenzreibung)

Die Oberflächen von Metallen sind fast immer mit geschichteten Adsorptions- oder Reaktionsschichten belegt, die während der Reibung ab- bzw. immer wieder aufgebaut werden.⁶ Es reicht schon eine sehr geringe Kraft aus, um diese Schichten abzuscheren und damit einen Verschleiß zu verursachen.

⁶ Vgl. Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.11

Durch das immer wieder Auf- und Abbauen dieser Schichten schützt es das Grundmaterial vor zu starkem Verschleiß, Abbildung 4.

Abbildung 4: Oberflächenschichtreibung⁷



2.3.1.3. Mischreibung

Bei Mischreibung kommen geringe Mengen an flüssigem Medium (Schmierstoff) in die unmittelbare Reibstelle und verhindern somit einen Teil der unmittelbaren Berührung der Reibpartner. Diese, mit Schmierstoff versehenen Stellen, und auch die Bereiche wo die Reibpartner aufeinander treffen, liegen räumlich nebeneinander. Auf Grund der chemischen-physikalischen Reaktionen des Schmierstoffes mit den Werkstoffoberflächen bilden sich sog. scherbare Schichten, die den Verschleiß und die Reibung günstig beeinflussen⁸.

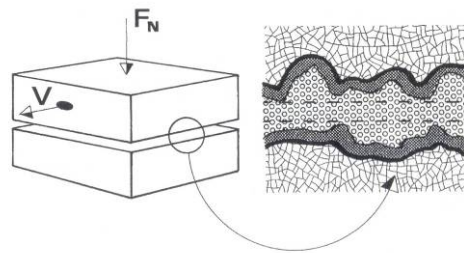
2.3.1.4. Flüssigkeitsreibung

Zur möglichst vollständigen Trennung der Gleitflächen kommt es dann, wenn durch eine ausreichend dicke Flüssigkeitsschicht der Reibungswiderstand nur aus dem Verschiebungswiderstand der Flüssigkeit besteht, Abbildung 5.

Es gibt die hydrostatische- und hydrodynamische Schmierung: Die hydrostatische-, bei der der Schmierspalt durch Fremddruck erzeugt wird oder hydrodynamische Schmierung, wo sich durch die praktischen Betriebsbedingungen selbständig ein Ölfilm (Schmierfilm) bildet, der damit den direkten metallischen Kontakt verhindert.

⁷ Quelle: Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.11

⁸ Vgl. Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.12

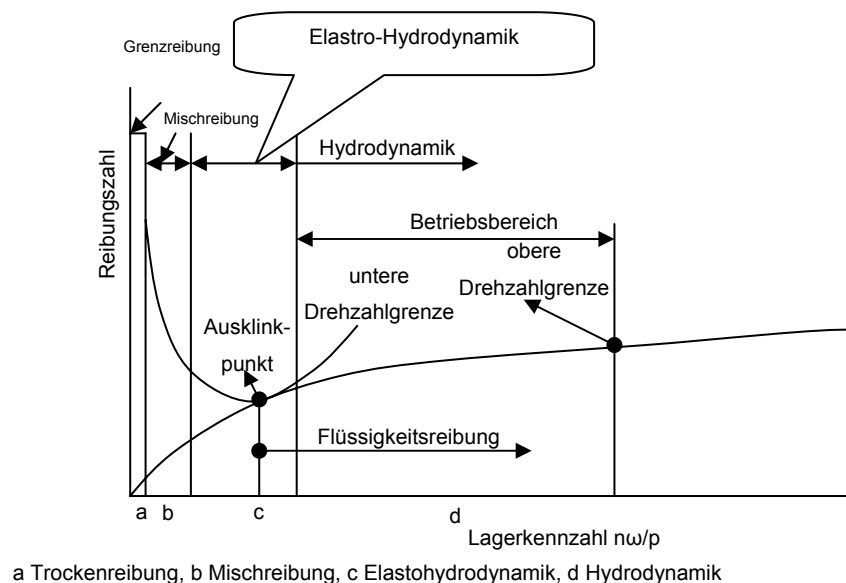
Abbildung 5: Flüssigkeitsreibung⁹

2.3.2. Übergänge zwischen den Reibungszuständen

Der wichtigste Übergang für die Schmierung ist der zwischen der Gleit- und der Flüssigkeitsreibung, der dann als sog. Mischgleitreibung bezeichnet wird.

Die Mischgleitreibung tritt bei geschmierten Maschinenelementen beim An- bzw. Auslaufen auf, wenn die Mindestrelativbewegung der Gleitflächen unterschritten wird und dabei der hydrodynamische Druck der Flüssigkeit nicht ausreicht die Kontaktflächen ausreichend voneinander zu trennen.

Die Reibungskurve nach Stribeck ist in Abhängigkeit der Drehzahlen nach der Sommerfeld Zahl bestimmt (siehe Abbildung 6).

Abbildung 6: Stribeck Kurve, nach Reynold Sommerfeld Zahl¹⁰

⁹ Quelle: Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.12

¹⁰ Quelle: Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.14

Lambda (Wärmeleitzahl) ist abhängig von der Schmierfilmdicke [h] und Sigma (σ) als mittlere Rauheitswerte der Gleitpartner. $\lambda = h \times \sigma^{-1}$

Durch die unterschiedlichen Drehzahlen werden folgende Punkte durchlaufen:

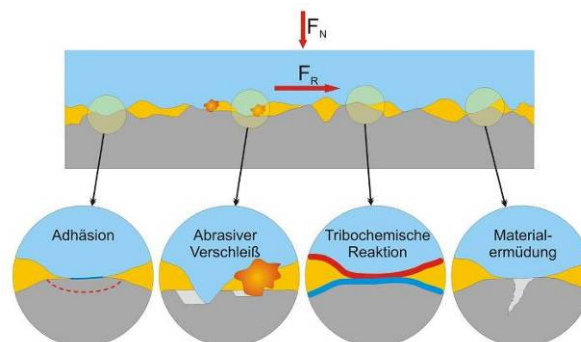
- ↪ 0 bis geringe Drehzahl, $\lambda < 1$ Reibungszahl $\mu > 10^{-1}$ Bereich a, es gilt das Coulombsche Reibungsgesetz (unmittelbarer Kontakt der Reibpartner)
- ↪ geringe Drehzahl, $1 < \lambda < 3$, Reibungszahl $\mu < 10^{-2}$ Bereich b
- ↪ mittlere Drehzahl, ab Übergangsdrehzahl Flüssigreibung Bereich c
- ↪ hohe Drehzahl, $\lambda > 3$ Reibungszahl $\mu < 10^{-2}$ Bereich d, es gilt das Newton'sche Reibungsgesetz.

2.4. Verschleiß

Verschleiß nach DIN 51320 ist ein fortschreitender Materialverlust der beanspruchten Festkörperflächen infolge von Relativbewegungen eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers. *Beim Verschleißvorgang können sich zwei verschiedene Mechanismen überlagern, die einerseits zu einer Abtragung der gebildeten Reaktionsschicht an der Oberfläche bzw. andererseits zu einer Veränderung im nahen Bereich des Grundwerkstoffes führen.*¹¹

2.4.1. Verschleißmechanismen

Abbildung 7: Illustration der grundlegenden Reibungsmechanismen¹²



¹¹ Quelle: Kirscheke 1981, Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.15

¹² Quelle: Tribologie Handbuch, 2003, S.86

Die Verschleißmechanismen sind nach DIN 50320 genormt. Man unterscheidet:

- ↳ Adhäsion
- ↳ Abrasion
- ↳ Werkstoff- bzw. Materialermüdung (Oberflächenzerrüttung)
- ↳ Tribochemische Reaktion

2.4.1.1. Adhäsion

Lokales Durchbrechen des Schmierfilms resultiert in punktueller Kaltverschweißung (in der Praxis auch als „Fresser“ bezeichnet). Das Material wird mikroskopisch aus der Oberfläche herausgerissen. Bei geschmierten Reibstellen deutet das Auftreten von Fresszonen auf einen nicht ausreichenden Schmierfilm hin. Es kann keine wirksame Grenzschicht aufgebaut werden.

2.4.1.2. Abrasion

Die Abtragung des Materials erfolgt durch ritzende bzw. furchende Beanspruchung. Das kann die Folge aus dem Eindringen der Rauheitsspitzen vom harten in den weicheren Körper sein, oder durch harte, lose Teile. *Die Hauptverschleißmechanismen bei der Abrasion sind das Mikropflügen, Mikrospanen und Mikrobrechen¹³.*

Für verunreinigte Schmierflüssigkeiten wurden allgemeine Gesetzmäßigkeiten festgestellt, wonach der Verschleiß von folgenden Faktoren abhängig ist:

- ↳ Partikelart (Härte, Form)
- ↳ Partikelgröße
- ↳ Feststoffmenge
- ↳ Werkstoffe der Reibpartner
- ↳ konstruktive und Betriebsparameter (Drehzahl, Belastung, Schmierstoff, Temperatur)

¹³ Quelle: Zum Gahr 1987, Tribologie Handbuch, 2003, S.16

2.4.1.3. Werkstoff- bzw. Materialermüdung

Dynamische Langzeitbelastungen resultiert in lokaler Materialermüdung. Aufgrund von Strukturänderungen im Metallgitter und damit Materialänderungen bilden sich Ermüdungsrisse aus der Tiefe des Werkstoffs. Bei hydrodynamischer Reibung tritt häufig Werkstoffermüdung als Verschleißmechanismus auf. Es sind 10^3 bis 10^8 Lastwechsel erforderlich, bevor es zu Rissen oder Grübchenbildungen kommt.

2.4.1.4. Tribochemische Reaktion (Oxidation, Korrosion)

Tribooxidation ist eine chemische Reaktion der Oberflächen mit den Schmier- bzw. Betriebsmedien (z.B. Kühlmedien in Kompressoren) und löst ein Zersetzen der Oberfläche bzw. Änderung der Materialeigenschaften aus.

Im Zusammenhang mit hoher Luftfeuchtigkeit (> 20 % rel.) und Temperaturen im Bereich von 100 bis 150 °C kann sich das auch negativ auf hohe Reibung bzw. den Verschleiß auswirken. Die Reaktionsschicht die in diesem Zusammenhang aufgebaut wird, ist zwar schmierwirksam, aber kann unter zu geringer Härte (weniger als der Untergrund) und Scherbelastung zu einer Grenzreibung führt. Dann spricht man beim Abtrag von Tribokorrosion.

Die Korrosion tritt in der Regel bei ungeschmierten Oberflächen auf, wo eine Reaktion mit Luftsauerstoff stattfindet und eine hohe Luftfeuchte vorhanden ist.

Von einer besondere Art von Tribokorrosion wird dann gesprochen, wenn die Werkstoffschädigung an der Oberfläche unter Anwesenheit von Schmierstoff und Normalkraft einer oszillierenden oder Stoßbewegung ausgesetzt wird.¹⁴

Man bezeichnet diesen Verschleiß auch als Passungsrost, der durch kurzzeitige Energiekonzentration der Berührungspunkte, zu einer erhöhten Oxidationsbildung durch Hämatit (härtestes Eisenoxid) führt.

¹⁴ Quelle: Deyber 1982, Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.18

2.5. *Wärme und Wärmeabfuhr*

Jede Verlustleistung einer Maschine entsteht durch Reibung die anschließend in Wärme überführt wird. Diese kann durch Gleit-, Roll- und auch durch Flüssigkeitsreibung verursacht werden. Zusätzliche Verlustleistungen entstehen durch Druckverluste infolge von Strömungsumlenkungen und Geschwindigkeitsänderungen der Flüssigkeit sowie durch Leckagen und Drosselverluste. Wärme entsteht bei Gleit- und Rollreibung an der Oberfläche an den Gleit- bzw. Rollflächen, bei Flüssigkeitsreibung im Schmierstoff durch innere Reibung. Wärme kann auch durch Abdichtungen und Lagerungen entstehen. Die Wärmebilanz wird so lange im Gleichgewicht sein, solange die zugeführte Wärme mit der abgeführten Wärme übereinstimmt.

Sollte die Wärme, die als Folge von Reibung entstanden ist, die Temperatur beim Gehäuse der Ölfüllung und der Welle nicht mehr ausreichend abführen, so sind zusätzliche Kühlsysteme (z.B. Ölkühler) einzuplanen. Bei zu niedrigen Temperaturen ist hingegen eine Heizung vorzusehen.

2.6. *Einsatz von Schmierstoffen*

Die Aufgaben der Schmierstoffe bestehen darin, die Reibung zwischen Gleit- und Wälzflächen zu vermindern, Wärme abzuführen und eventuell einen Abdichteffekt und bzw. oder einen Korrosionsschutz zu bewirken, sowie Verschleißerscheinungen zu vermeiden. Dabei werden verschiedenen Aggregatzuständen unterschieden, wie in Tabelle 1 dargestellt.¹⁵

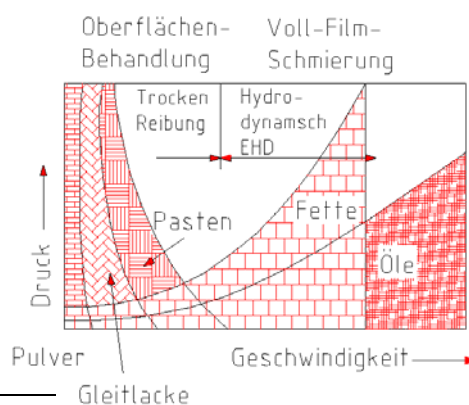
¹⁵ Vgl. Werkstoffe in der Tribologie, 1993, S.50

Tabelle 1: Einteilung der Schmierstoffe nach Aggregatzustand und Konsistenz¹⁶

Schmieröle	Mineralöl (unlegiert oder legierte Öle)
	Synthetische Flüssigkeiten (unlegiert oder legierte Flüssigkeiten)
Schmierfette	Fette mit Seifenverdickern (Fette mit Mineralöl oder synthetischen Flüssigkeiten als flüssige Phase)
	Fette mit Nichtseifenverdicker (Fette mit Mineralöl oder synthetischen Flüssigkeiten als flüssige Phase)
Festschmierstoffe	Trockenpulver
	Gleitlacke
	Pasten
	Polymere
Haftschmierstoffe	Sprühhaftschmierstoffe mit Festschmierstoffe
	Bitumenhaltige Schmierstoffe
Emulsionen	Öl-in-Wasser- Emulsion
	Wasser-in-Öl- Emulsion
Sonstige Schmierstoffe	Flüssigkeiten, wie Wasser, flüssige Metalle, Säuren, Laugen
	Gase, z.B. Luft-Stickstoff, Kohlendioxid, Helium

Auch aerodynamische Schmierfilme sind grundsätzlich möglich. Da diese aber für die Praxis der Papiermaschine und insbesondere für die hier betrachtete Aufgabenstellung keine Bedeutung haben, wird auf Gase als Schmierstoffe im folgenden nicht weiter eingegangen.

Die folgende Abbildung zeigt den Zusammenhang zwischen dem Druck (Belastung der Lagerstelle) und der Geschwindigkeit (Drehzahl bzw. Relativbewegung). Dabei kann man ablesen, in welchem Gebiet der Reibung man sich befindet.

Abbildung 8: Einsatzgebiet von Schmierstoffen (Deyber, 1982)¹⁷

¹⁶ Quelle: Werkstoffe in der Tribologie, 1993, S.50

¹⁷ Quelle: Buch Schmierfette, 2000, S.30

3. Schmierung von Wälzlagern

Das Reibungs- und Verschleißverhalten, sowie die erreichbare Lebensdauer des Wälzlagers hängen vom Schmierungszustand ab. In Wälzlagern treten hauptsächlich die Schmierungszustände der Oberflächenschichtreibung (Grenzreibung), Teilschmierung (Mischreibung) und Vollschrnerung (EHD bzw. HD Schmierung) auf.

3.1. *Feststoffschmierung (Oberflächenschichtreibung)*

Um das Gleitverhalten an Oberflächen zu verbessern, ist es wichtig ein Verfahren für die Oberflächenvergütung zu entwickeln, das eine sog. Reaktionsschicht (Grenzfilm) durch chemische Umsetzung aufbaut. Dies kann durch die Aufbringung von Schichten (z.B. Grafit, PTFE) erfolgen.

Der Nachteil von Festschmierstoffen gegenüber flüssigen Schmierstoffen liegt darin, dass kein abführen von Wärme und auch keine Abdichtung von Schmierstellen möglich ist. Außerdem verhindern Festschmierstoffe auch die Rostbildung nicht¹⁸. Die typische Anwendung für Festkörperschmierung liegt dann vor, wenn hohe Flächendrücke bei sehr niedriger Gleitgeschwindigkeit auftreten, außerordentliche hohe oder tiefe Temperaturen oder starke Gammastrahlung sowie Hochvakuum vorliegen. Schmierwirksame, festhaftende, griffeste Überzugsschichten auf Metallen nennt man Gleitlacke, die sich von normalen Industrielacken durch ihren hohen Anteil an Festschmierstoffen (Grafit, Molybdändisulfid oder PTFE) unterscheiden und als Trockenfilm bei Temperaturen zwischen -180 °C und + 450 °C eingesetzt werden.

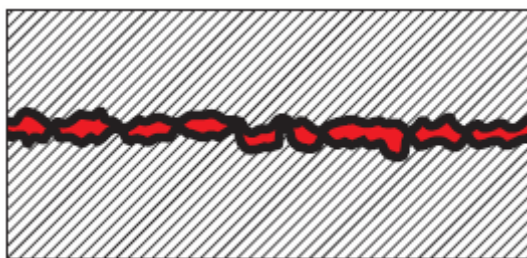


Abbildung 9: Grenzschmierung:
(Eigenschaften sind vom Grenzfilm abhängig)¹⁹

¹⁸ Quelle: Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.25

¹⁹ Quelle: FAG, Schmierung von Wälzlager Publ.-Nr.: WL81115/4 DA, S.3

3.2. Teilschmierung (Mischreibung)

Diese Form der Mischreibung stellt mindestens zwei Formen der Reibungszustände dar die nebeneinander auftreten. Dadurch kommt der gesamte Bereich von der Festkörperreibung bis zur Flüssigkeitsreibung zum Tragen.

Bei einer Teilschmierung kommt es zwar zu einer Trennung der Kontaktflächen durch den Flüssigkeitsfilm, aber einzelne Rauigkeitsspitzen berühren sich noch, da der Abstand zu gering ist. Dadurch verschlechtert sich schon bei geringen Anteilen von Festkörperberührungen der Wirkungsgrad der Maschine²⁰. Darum erfolgt die Übertragung der Normalkräfte überwiegend durch den hydrodynamischen Druck der Flüssigkeit, aber es besteht auch die Möglichkeit, dass sie unmittelbar von Gleit- zu Gleitfläche übertragen werden. Bei direkten mechanischen Berührungen kann die Folge von hohen Temperaturen Verschweißungen auslösen, deren Losbrechen Teilchen aus dem Werkstoffverbund herausreißt. Beeinflussen kann man diesen Vorgang in dem man durch die Einbringung von sog. „Extreme Pressure“ (EP) oder Hochdruckzusätzen das Grundöl verändert. Dadurch können sich auf beiden Gleitpartnern Grenzsichten bilden, die ein günstigeres, mechanisches Abscheren zulassen, das man dann auch als Grenzschmierung bezeichnet.

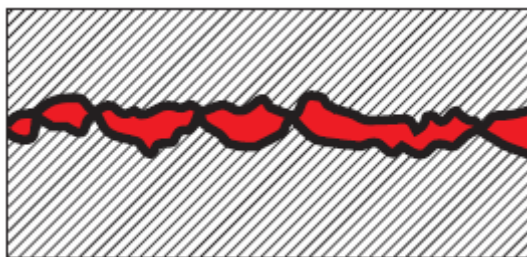


Abbildung 10: Teilschmierung²¹

3.3. Vollschmierung (Flüssigkeitsreibung)

Bei einer Vollschmierung werden die Normalkräfte von der Flüssigkeit übertragen, und die Oberflächen sind vollständig von einander getrennt. Somit herrscht reine Flüssigkeitsreibung. Die wichtigste Schmierungsform liegt in der

²⁰ Quelle: Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.28

²¹ Quelle: FAG, Schmierung von Wälzlager Publ.-Nr.: WL81115/4 DA, S.3

hydrodynamischen Vollschrnerung mit der größten praktischen Bedeutung für die Maschinentechnik. Die Konstrukteure streben für den Dauerbetrieb stets diesen Idealfall an.

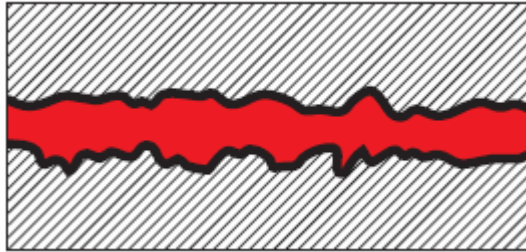


Abbildung 11: Vollschrnerung:
(Oberflächentrennung erfolgt durch tragenden Ölfilm)²²

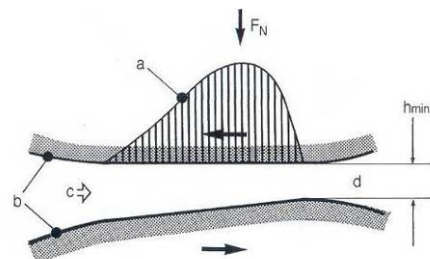
3.3.1. Hydrodynamische Schrnerung

Um einen tragenden Flüssigkeitsfilm ausbilden zu können, sind folgende Bedingungen zu erfüllen:

- ↳ es muss ein verengender Spalt vorliegen,
- ↳ die Gleitflächen müssen sich in tangentialer Richtung relativ zueinander bewegen,
- ↳ es muss genügend Schmierstoff vorhanden sein.

Am weiteren Eingang des Schmierpalts tritt mehr Flüssigkeit ein als am engeren Ausgang abfließen kann. Dadurch wird der sog. hydrodynamische Druck aufgebaut.

Abbildung 12: Hydrodynamischer Druck bei Winkelspalt mit ebenen Flächen²³



a) Druckprofil, b) Einlasszone, c) Strömungsrichtung, d) Auslasszone

²² Quelle: FAG, Schmierung von Wälzlager Publ.-Nr.: WL81115/4 DA, S.3

²³ Quelle: Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.32

3.3.2. Elastohydrodynamische Schmierung (EHD)

Dieser Bereich der EHD umfasst eine hoch belastete Schmierung nicht konvergierender Gleitflächen mit schlechter Schmierung. Dafür gibt es in der Literatur folgende Gleitpaarungen, Abbildung 13.

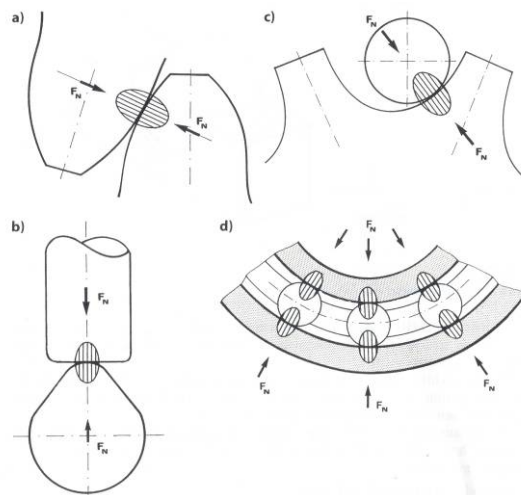


Abbildung 13: Beispiel für nichtkonforme Berührungsstellen

a) Zahnräder, b) Stößel/Nocken, c) Kettenrad/Ketten, d) Wälzlager²⁴

Werden nicht deckungsgleiche Körper aufeinander gepresst, so dass sie sich punkt oder linienförmig berühren (ergibt eine geringe Kontaktfläche), reicht eine geringe Normalkraft aus, um eine hohe spezifische Oberflächenpressung zu erzeugen. Diese Verformungen und Pressungen lassen sich nach den Gleichungen von Rudolf Herz (Hertz'sche Flächenpressung) unter drei Voraussetzungen berechnen:

- ↳ es handelt sich um ruhende Körper,
- ↳ die Belastungen liegen im elastischen Bereich, d.h. es gilt das Hooke'sche Gesetz,
- ↳ es liegt Festkörperkontakt ohne Schmierfilm vor.

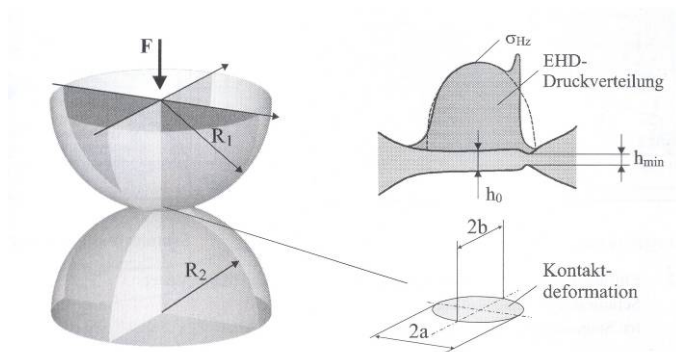
Außerdem werden bei der EHD-Schmierung folgende reversiblen Vorgänge der Gleitflächen berücksichtigt:

²⁴ Quelle: Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.36

- ↳ elastische Verformung der Oberfläche,
- ↳ adiabatische Viskositätserhöhung des Schmierstoffs durch den Druck im Schmierpalt.

Das Druckmaximum erklärt sich wie folgt: Die Druckviskosität sinkt am Ende des Schmierpalts ab. Bedingt durch die geringere Strömungsgeschwindigkeit am Eingang, die auf Grund der Spaltverengung zu einem Anstieg der Strömungsgeschwindigkeit führt, kommt es zum Staudruck und Druckmaximum.

Abbildung 14: Schmierfilm in der Kontaktfläche von Wälzlager EHD Verteilung annähernd gleich der Hertzschen Druckverteilung²⁵



Die Abbildung 14 zeigt die Schmierung zweier Körper mit kleiner Druckfläche bei EHD- Betrachtung im Vergleich mit der Hertzschen Druckverteilung. Dabei kann man erkennen, dass die Spaltweite h_0 im zentralen Bereich unter der Hertzschen Druckverteilung parallel verläuft und am Ende auf einen Minimalwert h_{\min} absinkt. Nach Dowson und Higginson gilt annähernd: ²⁶

$$h_{\min} / h_0 \cong 0,75$$

Es wurden schon im Jahre 1975 Untersuchungen veröffentlicht, die zeigen, dass die statistische Ausfallwahrscheinlichkeit und die Materialeigenschaften und auch die elasto-hydrodynamische Spaltweite h_{\min} die Lebensdauer von

²⁵ Quelle: Tribologie Handbuch, 2003, S.231

²⁶ Vgl. Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.37

Wälzlager maßgeblich bestimmen. In der erweiterten Lebensdauerberechnung L_{na} von Wälzlagern wird dieser Wert a_3 -Beiwert berücksichtigt.

Im Vergleich der Schmierfilmdicke werden in Tabelle 2 die einzelnen Reibungszustände dargestellt.

Tabelle 2: Schmierzustände²⁷

Reibungsart	Schmierungsart	Kennzeichnung des Vorganges	ungefähre Reibungszahl	Ungefähre Spaltweite μm
Trockenreibung	keine	Verschweißen	$>0,3$	---
Grenzreibung	Oberflächenvergütung	Wenige Moleküllagen als Auflage	0,1 bis 0,3	0,003
Mischreibung	Teilschmierung	molekular-mechanisch	0,01 bis 0,3	0,003 bis 0,75
Flüssigkeitsreibung	Vollschmierung	EHD Schmierung	0,005 bis 0,01	0,03 bis 7,5

3.4. Vergleich zwischen Öl und Fettschmierung

Es werden die Anforderungen an den Schmierstoff durch die Betriebsbedingungen der zu schmierenden Wälzlager bestimmt. Vom Lager selbst können Werkstoffe, Kinematik, Geometrie, Käfigausführung und Funktionsflächengüte beeinflusst werden, die sich dann auf den Schmierstoff auswirken. Dazu kommen die Einflüsse über Betriebsbedingungen wie: Höhe und Richtung der Last, Moment, Drehzahl sowie Beschleunigung, Umgebungsfaktoren wie; Temperaturen, Vibrationen, Schmutz und Einfluss von Gasen und oder Flüssigkeiten.

Bei der Berechnung der Lagerlebensdauer wird davon ausgegangen, dass in den Wälzkontakten ausreichend Schmierfilm ausgebildet wird. Man kann bei der Schmierstoffauswahl nicht nur von der EHD-Theorie ausgehen. Es spielt auch die praktische Erfahrung eine große Rolle die durch Empirie ermittelt wird.

²⁷ Quelle: Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.39

Tabelle 3: Gesichtspunkte beim Einsatz von Schmierstofftypen in Wälzlagern²⁸

Schmieröl	Schmierfett	Festschmierstoffe
Wärmeabfuhr möglich	Dichtwirkung	Einsatz bei hohen Temperaturen und im Vakuum
Reinigung über Ölwechsel möglich	Abschmierintervalle möglich	Lebensdauerschmierung
gemeinsame Schmierung mit Nachbarmaschinen	Lebensdauerschmierung möglich Notlaufeigenschaften	Notlaufeigenschaften

In der Praxis werden weltweit rund 90 % aller Wälzlagerungen mit Schmierfetten geschmiert. Der Einsatz von Festschmierstoffen ist auf Sonderfälle beschränkt, und darum wird hier nicht weiter darauf eingegangen.

3.4.1. Abgrenzung zwischen Öl- und Fettschmierung

Die wichtigste Kenngröße für die Abgrenzung zwischen Ölschmierung und Fettschmierung bildet die Geschwindigkeit bzw. die Drehzahlkennwerte

$$n_D \times d_m \text{ [mm} \times \text{min}^{-1}\text{]}$$

n_D = Betriebsdrehzahl

d_m = mittlerer Lagerdurchmesser (arithmetisches Mittel aus $A\emptyset$ und $I\emptyset$)

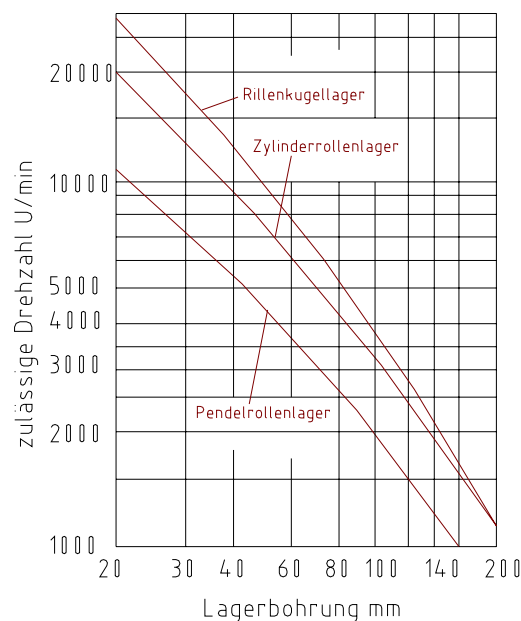
In der Tabelle 4 sind die Richtwerte für die unterschiedlichen Schmierstoffe enthalten:

²⁸ Quelle; Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.292

Tabelle 4: Schmierstoffe und –verfahren für unterschiedliche Drehzahlenkennwerte²⁹

Max. Drehzahlenkennwert $\text{mm} \times \text{min}^{-1}$	Schmierstoff	Schmierverfahren	Bemerkungen
1500	Festschmierstoff	Lebensdauer- schmierung	Rillenkugellager
$0,5 \times 10^6$	Schmierfett Schmieröl	Lebensdauer- schmierung Ölsumpf	Keine Axialpendelrollenlager
1×10^6	Schmierfett Schmieröl	Nachschmierung Ölsumpf	Keine Axialpendelrollenlager alle Lagerbauarten
$1,5 \times 10^6$	Schmieröl	Ölnebel Öl- Luft	alle Lagerbauarten alle Lagerbauarten
4×10^6	Schmieröl	Öleinspritzung	alle Lagerbauarten

In Sonderfällen kann ein störungsfreier Betrieb fettgeschmierter Wälzlager auch bei höheren Drehzahlenkennwerten erfolgen. Genauere Angaben für die wichtigsten Wälzlager sind der Abbildung 15 zu entnehmen. Darin wird die Abhängigkeit von zulässiger Drehzahl vom Bohrungsdurchmesser für einzelnen Lagertypen dargestellt.

Abbildung 15: Drehzahlgrenze bei Fettschmierung für Wälzlager³⁰

²⁹ Quelle: Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.293

³⁰ Quelle: Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.294

3.5. Ölschmierung

Ölschmierung ist erforderlich, wenn wegen hoher Belastung und Drehzahl mit einer starker Eigenerwärmung des Lagers zu rechnen ist, oder wenn die Lager von der Umgebung stark erwärmt werden. Am häufigsten kommen dafür Mineralöle zum Einsatz. Syntheseöle finden ihre Anwendung bei sehr hohen oder sehr niedrigen Temperaturen. Die wichtigste Kenngröße für die Schmierung von Wälzlagern bildet die Viskosität des Öles, die für die Trennung der Kontaktflächen verantwortlich ist. Es ist aber darauf zu achten, dass eine zu hohe Viskosität die Schmierstoffreibung ansteigen lässt, und bei zu niedriger Viskosität die Kontaktflächen nicht ausreichend getrennt werden. In Abbildung 16 kann man über das Verhältnis des mittleren Durchmessers und der Drehzahl die Betriebsviskosität bestimmen.

Die Lagertemperatur kann bei stillstehendem Außenring gemessen werden. Überschlägig lässt sich auch die Temperatur am Innenring durch die gestaltete Beziehung von Hafner (1978) ermittelt.

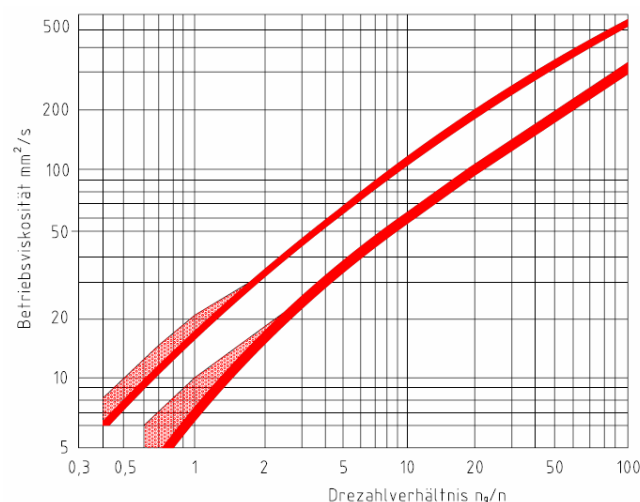
$$\Delta t = \frac{n_D \times d_m}{2000}$$

Δt = Temperaturanstieg in [K]

n_D = Betriebsdrehzahl

d_m = mittlerer Lagerdurchmesser

Abbildung 16: Bestimmung von Betriebsviskosität/Drehzahlverhältnis für Radial- und Axiallager³¹



³¹ Quelle: Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.295

Sowohl die rechnerische Ermittlung der Lagertemperatur, als auch die Wärmebilanz ist nicht einfach und es gibt eine Reihe an Faktoren die berücksichtigt werden müssen. Man kann über die Betriebsviskosität die Nennviskosität (bei 40 °C nach Ubbelohde Walter Diagramm) ermitteln, die nach Klassen und DIN 51519 eingeteilt ist.

Generell sollte aber darauf geachtet werden, dass bei festgelegter Betriebsviskosität ν das Viskositätsverhältnis κ wie folgt ist:³²

- ↳ $\kappa=1$ für Rillenkugellager, Schrägkugellager, Pendelkugellager, radial belastete Zylinderrollenlager und Kegelrollenlager, Nadellager;
- ↳ $\kappa=2$ für axial belastete Zylinderrollen- und Kegelrollenlager, vollrollige Zylinderrollenlager, Tonnenlager, Pendelrollenlager;
- ↳ $\kappa=2,5$ für langsam laufende Axialzylinderrollen- und Axialpendelrollenlager $n_D \times d_m < 10.000 \text{ mm min}^{-1}$, (Außen $\varnothing > 400 \text{ mm}$).

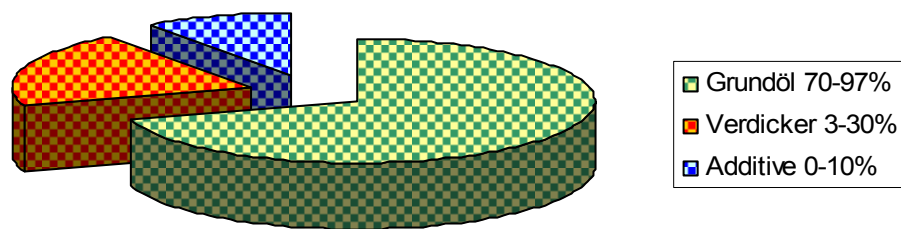
Bei Grenzfällen, wie zu hohe oder zu niedrige Temperaturen, hoher Drehzahl oder hoher Belastung, muss in Einzelfällen mit dem Lagerhersteller und Schmierstoffhersteller genauer auf diese Thematik eingegangen werden. Da der Schwerpunkt dieser Diplomarbeit im Sinne der Zielsetzung auf Schmierfett liegt, wird auf die Ölschmierung nicht weiter eingegangen.

3.6. Fettschmierung

Schmierfette sind lt. DIN 51825 konsistente Schmierstoffe, die aus einem Pflanzen-, Mineral- oder auch Syntheseöl und einem Verdicker bestehen. Eine andere, aber sehr treffende Definition lautet: „Schmierfette sind am Wegfließen gehinderte Schmieröle“.

Zur Eigenschaftsoptimierung werden Schmierfetten Wirkstoffe (Additive) und/oder Festschmierstoffe zugegeben. Rein äußerlich erscheinen Schmierfette als homogene Stoffe. In Wirklichkeit bestehen sie aus einer Vielzahl von chemischen Verbindungen. Die wichtigsten Komponenten in einem Schmierfett sind Grundöl, Verdicker und Additive.

³² Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.296-297

Abbildung 17: Aufteilung der Komponentengruppen von Schmierfetten³³

Die genauere Betrachtung der einzelnen Komponentengruppen folgt in den anschließenden Verzeichnissen zum Thema Grundöl, Verdicker und Additive. Auf Grund der unterschiedlichen Drehzahlen, Lasten, Schwingungen- und Vibrationsbeanspruchungen der Lager, Abdichtung, Einbauposition und Nachschmierbarkeit von Wälzlagern können unterschiedliche Konsistenzklassen nach NLGI (National Lubricating Grease Institute) in Betracht kommen. Richtwerte können aus Tabelle 5 entnommen werden.

Für die weitere Auswahl des Schmierfettes (Abbildung 18, Seite 25) stehen die Betriebs- und die Umgebungsbedingungen im Vordergrund. Von besonderer Bedeutung sind jedoch die Grundölviskosität und die Ölabscheidung des Fettes im Betrieb.

Tabelle 5: Richtwerte für die Wahl der Schmierfettkonsistenz³⁴

Einflussgrößen		NLGI Klasse		
		1	2	3
Lagerart	Rollenlager, Kugellager ($d < 50\text{mm}$)	-	x	-
	Rollenlager, Kugellager ($d > 50\text{mm}$)	-	-	X
	Nadellager	-	x	-
Einbau- und Betriebsbedingungen	Senkrecht oder schräge Einbaulage	-	(x)	x
	geringe Abdichtung	(x)	x	-
	gute Abdichtung	-	x	-
	gute Förderbarkeit	x	(x)	-
	geringes Laufgeräusch	-	x	(x)

Legende: x= geeignet, (x)= bedingt geeignet

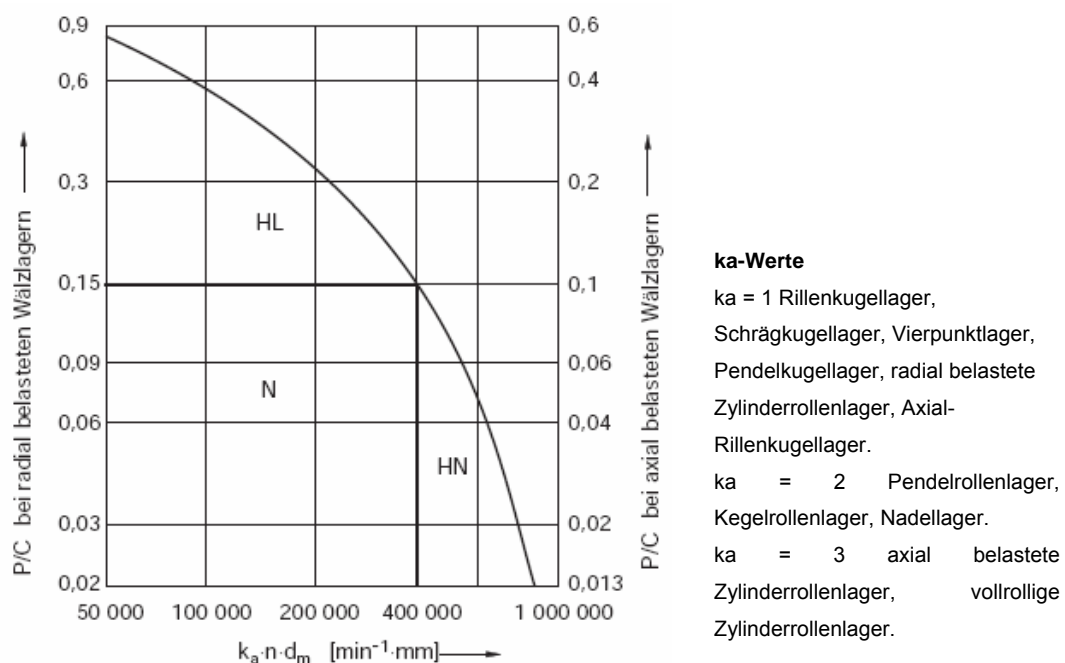
³³ Quelle: Buch Schmierfette, 2000, S.33

³⁴ Quelle: Quelle: Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.299

Sollte aus dem Fett mehr als 50 % des Grundöls abgegeben sein (Ausbluten, verdampft), so ist dieses zu tauschen da die Schmiereigenschaften verloren gegangen sind.³⁵

Für die Auswahl des richtigen Schmierfettes wird der Drehzahlkennwert mit dem Faktor k_a multipliziert ($n_D \times d_m \times k_a$), und danach kann man über das Belastungsverhältnis (P/C) ablesen in welchem Bereich des Diagramm 18 man sich befindet.

Abbildung 18: Schmierfettauswahl nach Belastungsverhältnis P/C und Drehzahl $k_a n d_m$ ³⁶



- ↪ **Bereich N** Normaler Betriebsbereich DIN 51 825-1. Wenn eine hohe Temperatur- und Drehzahlbelastung vorliegt, ist ein Schmierfett mit einer Gebrauchstemperatur deutlich über der Betriebstemperatur zu wählen.
- ↪ **Bereich HL** Hochbelastete Lagerstellen. Die Schmierfette sollten mit einer hohen Grundölviskosität und EP-Zusätzen ausgestattet sein.
- ↪ **Bereich HN** Bereich für hohe Drehzahlen und niedriger Belastung. Hier ist ein Schmierfett mit niedriger Grundölviskosität, aber mit hoher Haftfestigkeit einzusetzen.

³⁵ Vgl. Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.299

³⁶ Quelle: FAG, Schmierung von Wälzlager Publ.-Nr.: WL81115/4 DA

Außerdem kann man über die maximalen Drehzahlkennwerte, Einsatzgrenzen und Preisrelationen in der Tabelle 17 (siehe Anhang, Seite IX) für den jeweiligen Einsatzfall eine Typzuordnung vornehmen. Die Gebrauchsdauer von Schmierfetten lässt sich ebenfalls stark vom Grundöl beeinflussen.

Es gibt auch weitere Faktoren der Lagerlebensdauer die in Richtung Umgebungsbedingungen oder Forderungen gehen. Diese Faktoren sind der Tabelle 18 zu entnehmen (Anhang, Seite X). Die Reinheit im Schmierspalt hat auch einen wesentlichen Anteil an der Lagerlebensdauer.

3.6.1. Fettgebrauchsdauer

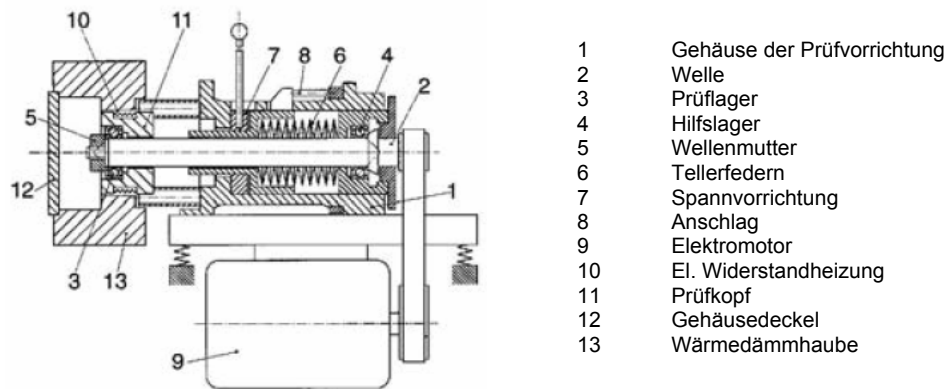
Die Fettgebrauchsdauer ist die Zeit vom Anlaufen bis zum Schaden eines Lagers in Folge von Schmierungsversagen. Dies kann mehrere Ursachen haben die abhängig sind von:

- ↳ Fettmenge
- ↳ Fettart (Grundöl, Verdicker, Additive)
- ↳ Lagerbauart und Lagergröße
- ↳ Höhe und Art der Belastung
- ↳ Drehzahlkennwert
- ↳ Lagertemperatur
- ↳ Einbauverhältnisse

Fettgebrauchsdauer Berechnung nach FAG bzw. nach Schöffler beruht auf Erfahrungswerte, die im Verlauf der letzten 40 Jahre mit Wälzlagerfetten gesammelt wurde. Auch die Ergebnisse verschiedener Prüfungen gehen in diese Betrachtung mit ein. Eine dieser Prüfungen ist die DIN genormte FE9 Prüfung.³⁷ Aber eben nur eine von mehreren.

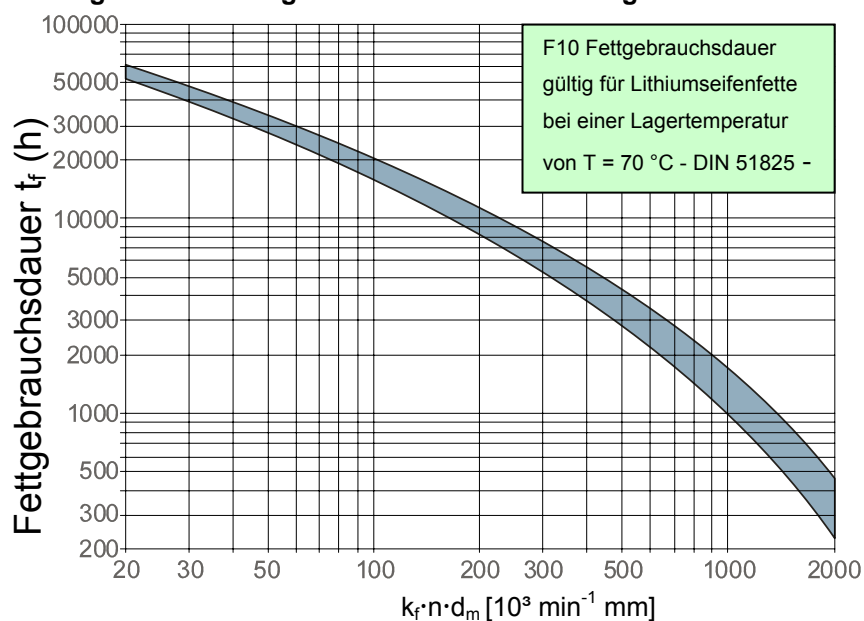
³⁷ Vgl. FAG, Schmierung von Wälzlager (Publ.-Nr.WL.81 115/4 DA), S.35

Abbildung 19: FAG FE9-Prüfmaschine



3.6.2. Nachschmierfristen

Die Schmierfristen werden nach DIN 51825 so definiert, dass man von einer mindestens erreichbaren Fettgebrauchsdauer ausgeht, und nach Ablauf dieser Frist ist das Lager neu zu befetten. Für Standardfett auf Lithiumseifenbasis gilt Abbildung 20. Dort sind die Schmierfristen t_f für Praxisfälle und günstige Umgebungsbedingungen aufgezeichnet. Ausgang ist Lithiumseifenfett der Konsistenzklasse 2 bis 3 und Betriebstemperaturen um 70 °C (gemessen am Lageraußenring), sowie $P/C < 0,1$ (Belastungsverhältnis). Sollte der Temperaturbereich höher als 70 °C liegen, ist bei mineralischem Grundöl bei Lithiumseife die Schmierfrist auf $f_3 \times t_f$ zu verkürzen.

Abbildung 20: Grundfettgebrauchsdauer für Wälzlager³⁸

³⁸ Quelle: FAG, Schmierung von Wälzlagern Publ.-Nr.: WL81115/4 DA, S.36

Auswahlkriterien zu Abbildung 20

Lagerbauart		k_f	Lagerbauart		k_f
Rillenkugellager	einreihig	0,9...1,1	Zylinderrollenlager	einreihig	3...3,5*)
	zweireihig	1,5		zweireihig	3,5
Schräggugellager	einreihig	1,6	Axial-Zylinderrollenlager	vollrollig	25
	zweireihig	2			90
Spindellager	$\alpha=15^\circ$	0,75	Nadellager		3,5
	$\alpha=25^\circ$	0,9			4
Vierpunktlager		1,6	Tonnenlager		10
Pendelkugellager		1,3...1,6	Pendelrollenlager ohne Borde (*E*)		7...9
Axial-Rillenkugellager		5...6	Pendelrollenlager mit Mittelbord		9...12
Axial-Schräggugellager	zweireihig	1,4			

*) für radial und konstant axial belastete Lager, bei wechselnder Axiallast gilt $k_f=2$

In Abbildung 20 kann man über die einzelnen Lagerbauarten die Abhängigkeit der Grundfettgebrauchsdauer ablesen. Die breite des blauen Bereiches im Diagramm gibt die Streuung der Leistungsfähigkeit von Schmierfetten wieder. Für erwiesenermaßen gute Fettqualitäten kann der obere Rand des blauen Bereichs bei der Bestimmung der Fettgebrauchsdauer gewählt werden. Bei unbekannten Schmierfetten, also solchen die man nur nach Datenblatt kennt, ohne weitere Erfahrungen mit ihnen zu haben, sollte man zur Sicherheit den unteren Rand des blauen Bereiches nutzen.

Wenn es sich aber um ungünstige Betriebs- und Umgebungsbedingungen handelt, beeinflussen Minderungsfaktoren die Fettgebrauchsdauer stark.

$$t_{fq} = t_f \times f_1 \times f_2 \times f_3 \times f_4 \times f_5 \times f_6$$

Die Minderungsfaktoren können der Abbildung 21 entnommen werden. Als besondere Fristverkürzungen können aber auch noch Spaltdichtungen und Luftströmung durch das Lager hinzukommen.

Außerdem kann, bei Fettschmierung durch hohe Grundölviskosität (wenig Ölabgabe bei niedrigen Temperaturen) als auch durch defekte Abdichtungen (eindringendes Wasser in die Lagerstelle) eine Verkürzung der Fristen bewirkt werden.

Abbildung 21: Minderungsfaktoren f1 bis f6 für ungünstige Betriebs- und Umweltverhältnisse³⁹

Einfluß von Staub und Feuchtigkeit an den Funktionsflächen des Lagers		Einfluß höherer Lagertemperatur	
mäßig	$f_1 = 0,9...0,7$	mäßig (bis 75 °C)	$f_3 = 0,9...0,6$
stark	$f_1 = 0,7...0,4$	stark (75 bis 85 °C)	$f_3 = 0,6...0,3$
sehr stark	$f_1 = 0,4...0,1$	sehr stark (85 bis 120 °C)	$f_3 = 0,3...0,1$
Einfluß von stoßartiger Belastung, Vibrationen und Schwingungen		Einfluß hoher Belastung	
mäßig	$f_2 = 0,9...0,7$	P/C = 0,1...0,15	$f_4 = 1,0...0,7$
stark	$f_2 = 0,7...0,4$	P/C = 0,15...0,25	$f_4 = 0,7...0,4$
sehr stark	$f_2 = 0,4...0,1$	P/C = 0,25...0,35	$f_4 = 0,4...0,1$
		Einfluß von Luftströmung durch das Lager	
		geringe Strömung	$f_5 = 0,7...0,5$
		starke Strömung	$f_5 = 0,5...0,1$
		Bei Zentrifugalwirkung oder bei senkrechter Welle je nach Abdichtung	
			$f_6 = 0,7...0,5$

In der Praxis gibt es aber eine Reihe von Lagerungen, für die diese Minderungsfaktoren schon zusammengefasst sind.⁴⁰ Dieser Faktor wird als q angegeben und ist aus der Abbildung 63 (siehe Anhang, Seite XI) zu entnehmen. Berechnet wird die Schmierfrist danach aus der Formel:

$$t_{fq} = q \times t_f$$

3.6.3. Erstbefüllung und Dosiermengen für Fettschmierung

Bei der Schmiermengenerstbefüllung muss ein Kompromiss zwischen langen Schmierfristen, viel Schmierfett im Lager, und dem Bestreben nach einer niedrigen Reibung in Folge weniger Schmierfett im Lager getroffen werden. In der Praxis ist es aber so, dass man den Gehäusefreiraum in Abhängigkeit der Lagerdrehzahl füllt.⁴¹

- ↳ Bei sehr langsam laufenden Lagern ist auch der Gehäusefreiraum vollständig mit Schmierfett zu befüllen.
- ↳ Bei sehr schnell laufenden Lagern ist der Gehäusefreiraum nur mit 30 bis 40 % zu befüllen.

³⁹ Quelle: FAG, Schmierung von Wälzlager Publ.-Nr.: WL81115/4 DA, S.37

⁴⁰ Quelle: FAG, Schmierung von Wälzlager Publ.-Nr.: WL81115/4 DA, S.35

⁴¹ Vgl. Schmierfette, 2000, S.329

Nachzuschmieren ist immer dann, wenn die Fettgebrauchsdauer kleiner der zu erwartenden Lagerlebensdauer ist. Welche Möglichkeiten es für die Nachschmierungen gibt, kann Abschnitt 4 entnommen werden. Um die Fettgebrauchsdauer nicht zu überschreiten und damit die Lagerstandzeit unnötig zu reduzieren, ist es notwendig das alte Fett durch ein neues zu ersetzen. Da aber beim Nachschmierintervall nur teilweise das alte durch das neue Fett ersetzt wird, ist es üblich, das Nachschmierintervall $0,5_bis_0,7 \times t_{fq}$ kürzer anzusetzen.

Welche Nachschmiermengen üblich sind, kann man mit der nachfolgenden Tabelle und Formel berechnen.

Tabelle 6: Faktor „a“ für Nachschmiermengen⁴²

Nachschmierung	a
wöchentlich	0,002
monatlich	0,003
jährlich	0,004

m_1 = wöchentliche bis jährliche Nachschmiermenge

$$m_1 = D \times B \times a \text{ [g]}$$

m_2 = bei extrem kurzen Intervallen

$$m_2 = (0,5 \dots 20) \times V \text{ [kg/h]}$$

V = freier Raum im Lager

$$\approx \pi / 4 \times B \times (D^2 - d^2) \times 10^{-9} - G / 7800 \text{ [m}^3\text{]}$$

d = Lagerbohrungsdurchmesser [mm]

D = Lagersaßendurchmesser [mm]

B = Lagerbreite [mm]

G = Lagergewicht [kg]

Eine Fettermgänzung sollte es nur dann geben, wenn eine Austrittsmöglichkeit vorhanden ist. Ansonst kommt es zu einer Übersmierung und in Folge darauf zu einer hohen Wärme und Reibungsentwicklung. Nachgeschmiert sollte immer

⁴² Quelle: FAG, Schmierung von Wälzlager Publ.-Nr.: WL81115/4 DA, S.38

dann werden, wenn im Gehäuse große Freiräume, Fettmengenregler, Fettaustrittsbohrung oder Fettventile vorhanden sind oder bei geringer Drehzahl $n \times d_m \leq 100000 \text{ min}^{-1} \times \text{mm}$.

In solchen Fällen spielt die Temperaturerhöhung durch die Walkarbeit im Fett eine eher geringe Rolle. Bei reichlicher Nachschmierung gibt es den Vorteil, dass es sicher zu einem Fettaustausch (alt gegen neu) kommt, und bei ungeschützten Abdichtungen gegen Staub und Feuchtigkeit das Lager besser geschützt ist. Nachschmieren ist immer bei betriebswarmen, umlaufenden Lagern günstig.

Ein Fettaustausch ist bei langen Schmierfristen dann notwendig, wenn das alte Fett auf Grund höherer Temperaturen vorgeschädigt ist. Eine gleichmäßige Fettführung über den Lagerumfang erleichtert den Fettaustausch. Weitere Vorraussetzungen sind in der Konstruktion zu suchen, die das freie Austreten des Schmierfettes ermöglichen muss.

Sehr kurze Nachschmierintervalle (täglich oder wöchentlich) ergeben sich, bei extremer Beanspruchung wie $n \times d_m > 500000 \text{ min}^{-1} \times \text{mm}$; $P/C > 0,3$; $t > 140 \text{ °C}$ oder bei einer Kombination aus niedrigeren Werten.

Eine Unterstützung der Abdichtung ist durch austretendes Fett erreichbar. Dieses kann man durch kleinere Nachschmiermengen in kurzen Abständen erreichen. Bei hohen Temperaturen gibt es zwei Möglichkeiten: entweder wird ein billiges, nur kurzzeitig stabiles Fett verwendet oder ein temperaturstabiles, teures Fett. Für die kurzzeitig stabilen Fette haben sich Nachschmiermengen entsprechend 1 bis 2 % des freien Lagerraumes pro Stunde für die Schmierung gut bewährt. Bei temperaturstabilen Fetten reicht bereits eine geringere Nachschmiermenge aus. Bei solch kleinen Mengen ist allerdings die Zuführung direkt in das Lager unbedingt erforderlich.

3.6.4. Einflussfaktoren auf die Lagerlebensdauer

1981 wies der Lagerhersteller FAG als erster die Dauerfestigkeit von Lagern nach. Aus diesen Erkenntnissen und praktischen Erfahrungen wurde danach das Verfahren zur Berechnung der Lagerlebensdauer entwickelt.

Bedingungen für die Dauerfestigkeit sind:

↪ Vollständige Trennung der Gleitflächen durch einen Schmierfilm ($\kappa \geq 4$)

↪ höchster Sauberkeit $V = 0,3$

↪ Belastungskennzahlen $f_s \geq 8$ wobei $f_s = C_0 / P_0$

C_0 statische Tragzahl [kN] C dynamische Tragzahl [kN]

P_0 äquivalente Lagerbelastung [kN]

P dynamische äquivalente Lagerbelastung [kN] ermittelt aus

$P = X \times F_r + Y \times F_a$ [kN] wobei X und Y aus dem Lagerkatalog und F_r die dynamische Radialkraft [kN] und F_a dynamische Axialkraft ist.

L_{hma} Erreichbare Lebensdauer in Stunden

Danach ist die erreichbare Lebensdauer nach FAG

$$L_h = \frac{16666}{n} \times \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$L_{na} = a_1 \times a_{23} \times L \quad (10^6 \text{ Umdrehungen}) \quad \text{bzw.} \quad L_{hma} = a_1 \times a_{23} \times L_h \quad [h]$$

a_1 ist 1 bei einer üblichen Ausfallswahrscheinlichkeit von 10 %

Tabelle 7: Faktor a_1 für Erlebenswahrscheinlichkeit eines Lagers⁴³

Erlebenswahrscheinlichkeit	90 %	95 %	96 %	97 %	98 %	99 %
Lebensdauerbeiwert a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

a_{23} ist das Produkt aus Basiswert a_{23II} und dem Sauberkeitsfaktor s

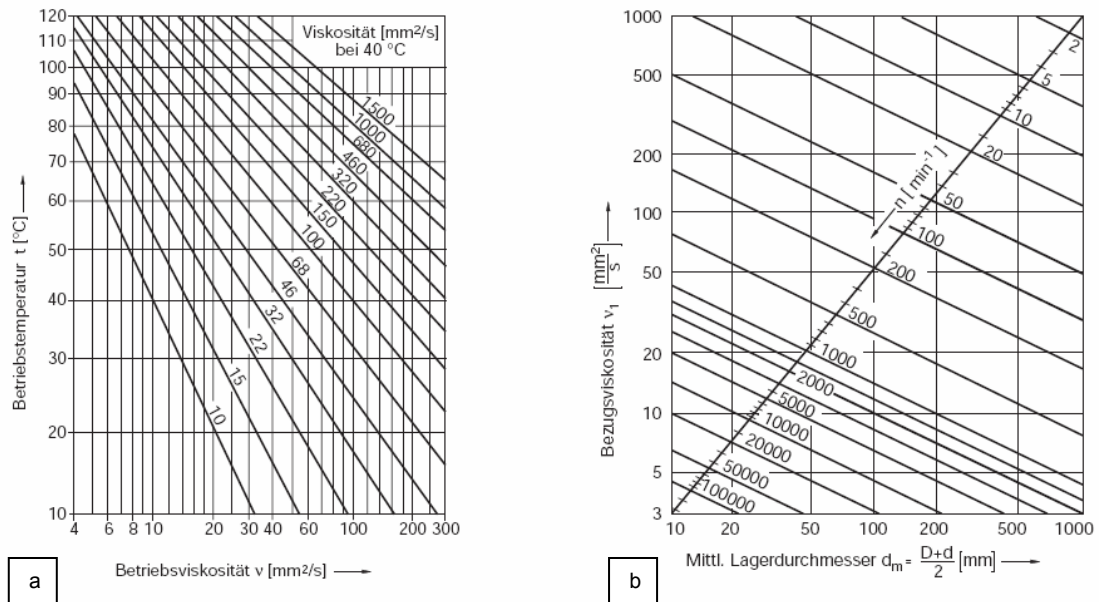
L nominelle Lebensdauer (DIN/ISO 281); es liegt das Viskositätsverhältnis $\kappa = 1$ zugrunde.

⁴³ Quelle: Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.289

$p =$ Lebensdauerexponent (für Nadel- und Rollenlager: $p = 10/3$, für Kugellager : $p = 3$)

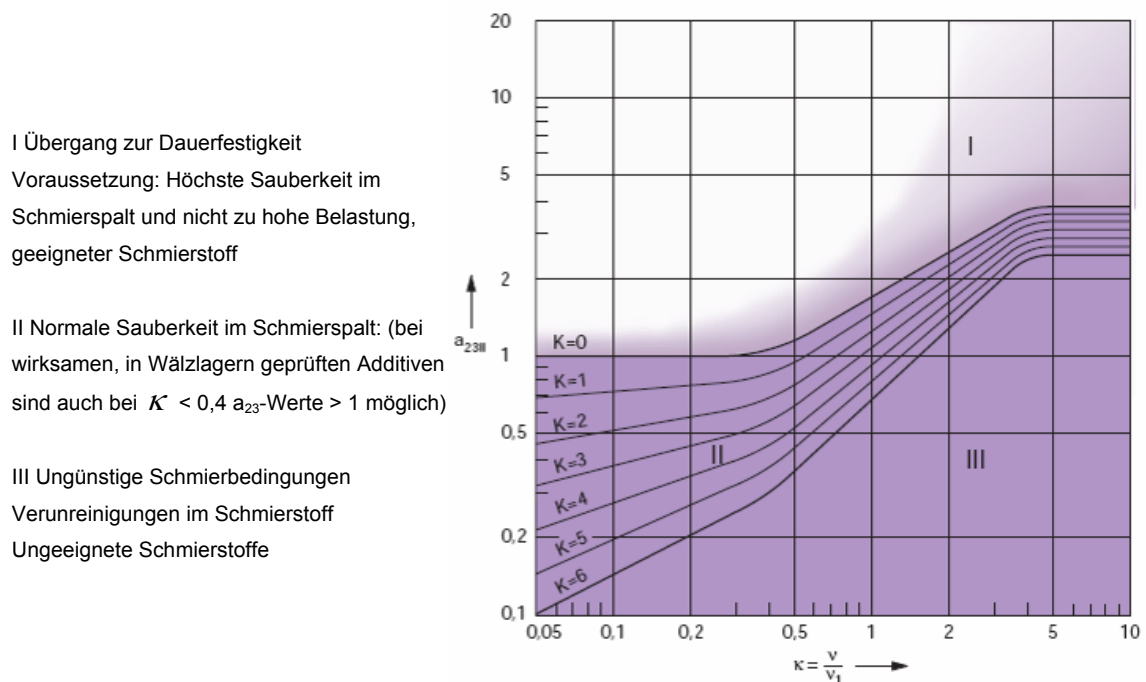
Abbildung 22: links: Viskosität Temperatur Diagramm für Mineralöl, rechts

Bezugsviskosität ν_1 in Abhängigkeit von Lagergröße und Drehzahl⁴⁴



Das Viskositätsverhältnis $\kappa = \nu / \nu_1$ wird als Maß für die Schmierfilmbildung in Abbildung 22 verwendet. Darin ist ν die Viskosität des Schmieröls oder Grundöls beim Fett und ν_1 die Bezugsviskosität (in Abhängigkeit von d_m und der Drehzahl n).

⁴⁴ Quelle: FAG, Schmierung von Wälzlager Publ.-Nr.: WL81115/4 DA, S.6

Abbildung 23: Basiswert a_{23II} zur Ermittlung des Faktors a_{23} ⁴⁵

Aus der Lebensdauerberechnung L_{na} und der Abbildung 23 geht hervor, welche Auswirkungen die Betriebs- auf die Bezugsviskosität und die Lebensdauer haben. Wenn $\kappa > 2_{bis} 4$, bildet sich ein ausreichend dicker Schmierfilm aus. Je tiefer κ desto größer der Mischreibungsanteil und wichtiger die Additive im Schmierstoff.

Die Bezugsviskosität ist dem Datenblatt des Schmierstoffherstellers zu entnehmen, da diese aber meistens bei 40 °C angegeben ist, muss die Betriebsviskosität über die Abbildung 22 b und der Betriebstemperatur ermittelt werden. Bei der Betriebstemperatur gibt es zwei Möglichkeiten, um diese zu ermitteln. Sie kann durch eine Wärmebilanz abgeschätzt werden oder durch Messen der Temperatur an der Oberfläche des nicht rotierenden Ringes. Diese Temperatur entspricht aber nicht der Oberflächentemperatur des Kontaktbereiches, die bei günstigen Lagern (Kugel-, Zylinderrollenlager) annähernd der Temperatur des nicht rotierenden Ringes, aber bei hoch beanspruchten Lagerringen mit hohen Gleitanteilen (z.B. Zylinderrollen-, Pendelrollenlagern und axial belastete Zylinderrollenlager) um 20 K höher ist als die gemessene Betriebstemperatur.

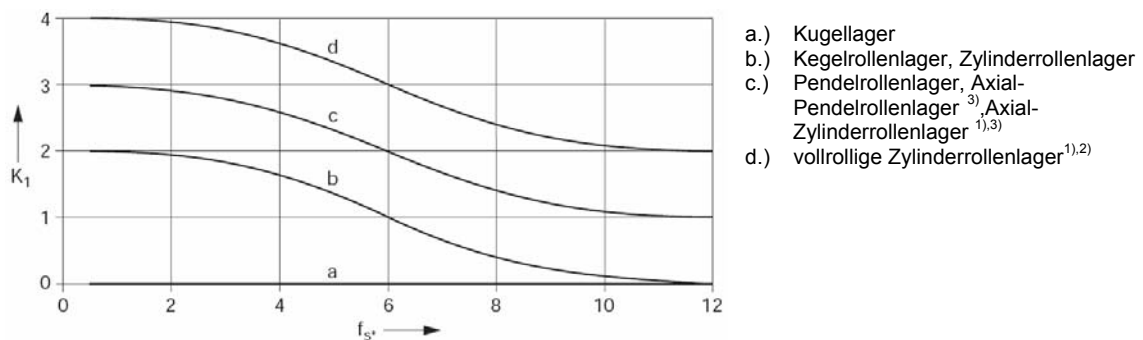
⁴⁵ Quelle: FAG, Schmierung von Wälzlager Publ.-Nr.: WL81115/4 DA, S.7

Ausgleichen kann man das, in dem man nur den halben Wert ν (ermittelt in Abbildung 22 b) in die Formel $\kappa = \nu / \nu_1$ einsetzt.

Um den Basiswert a_{23} ermitteln zu können braucht man die Bestimmungsgröße $K = K_1 + K_2$.

K_1 ist abhängig von der Lagerbauart und der Belastungszahl f_{s^*} . Das kann man der Abbildung 24 entnehmen.

Abbildung 24: Bestimmung des K_1 -Werts⁴⁶



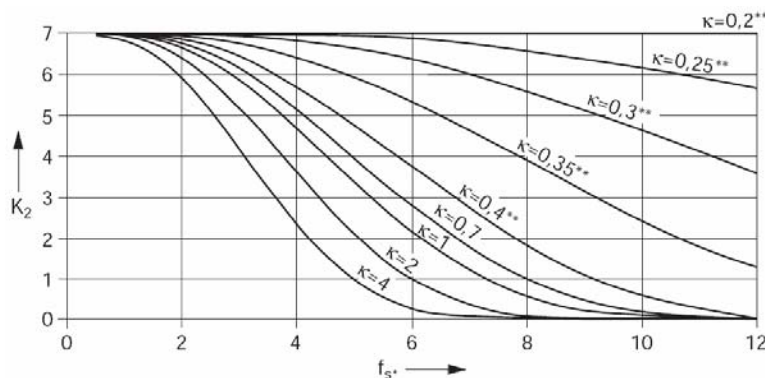
¹⁾ Nur in Verbindung mit Feinfilterung des Schmierstoffs entsprechend $V < 1$ erreichbar, sonst $K_1 \geq 6$ annehmen.

²⁾ Beachte bei der Bestimmung von ν : Die Reibung ist mindestens doppelt so hoch wie bei Lagern mit Käfigen. Das führt zu höherer Lagertemperatur.

³⁾ Mindestbelastung beachten.

Der Wert K_2 ist vom Viskositätsverhältnis κ und von der Belastungszahl f_{s^*} abhängig.

Abbildung 25: Bestimmung des K_2 -Werts⁴⁷



K_2 wird gleich 0 bei Schmierstoffen mit Additiven, für die ein entsprechender positiver Nachweis vorliegt.

**Bei $\kappa \leq 0,4$ dominiert der Verschleiß im Lager, wenn er nicht durch geeignete Additive unterbunden wird.

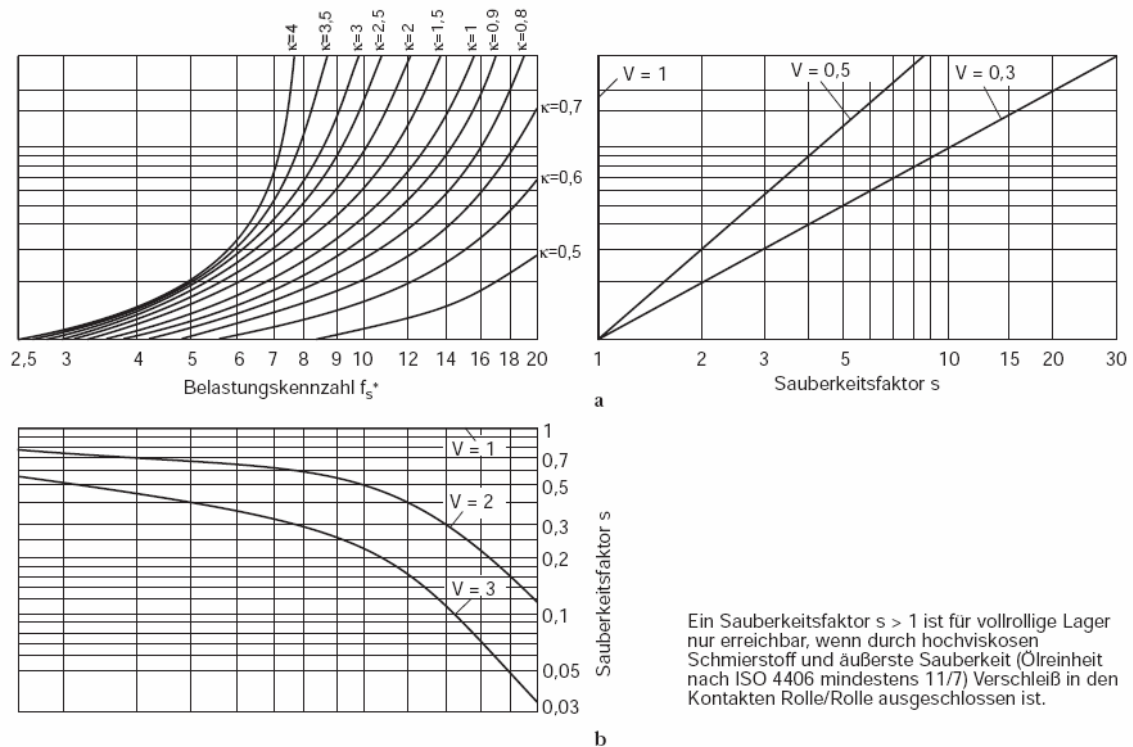
Bei einem K -Wert 0 bis 6 liegt a_{23} im Bereich II, aber wenn $K > 6$ kann nur ein Faktor a_{23} im Bereich III erwartet werden, der aber nicht anzustreben ist. Um den Sauberkeitsfaktor s zu ermitteln, ist es notwendig, dass man den

⁴⁶ Quelle: FAG, Schmierung von Wälzlager Publ.-Nr.: WL81115/4 DA, S.8

⁴⁷ Quelle: FAG, Schmierung von Wälzlager Publ.-Nr.: WL81115/4 DA, S.8

Verunreinigungsfaktor bestimmt. Für normale Sauberkeit $V = 1$ gilt immer $s = 1$, d.h. $a_{23II} = a_{23}$. Wenn erhöhte Sauberkeit vorliegt $V = 0,5$ oder bei höchster Sauberkeit gilt $V = 0,3$.

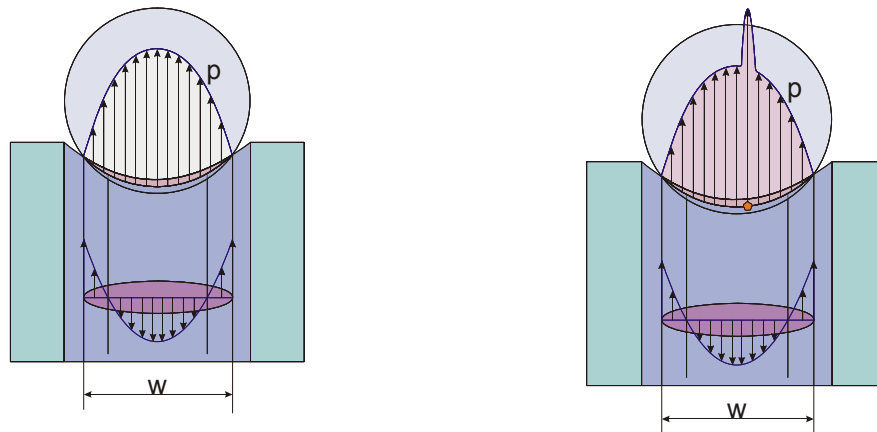
Abbildung 26: Diagramme zur Bestimmung des Sauberkeitsfaktors⁴⁸



a Diagramm für erhöhte ($V = 0,5$) bis höchste ($V = 0,3$) Sauberkeit; b Diagramm für mäßig verunreinigten Schmierstoff ($V = 2$) und stark verunreinigten Schmierstoff ($V = 3$)

Ausgehend vom f_{s*} und in Abhängigkeit vom Viskositätsverhältnis κ kann man im rechten Feld (a) den Sauberkeitsfaktor ≥ 1 ablesen. Bei $\kappa \leq 0,4$ gilt $s = 1$. Wenn der Verunreinigungsfaktor $V = 1$ ansteht, liegt normale Sauberkeit vor (z.B. abgestimmte Abdichtung, saubere Montage). Bei $V = 2$ liegt mäßige Verunreinigung im Schmierstoff vor und bei $V = 3$ starke Verunreinigung (schlechte Reinigung des Gussgehäuses, Abrieb von verschleißenden Bauteilen gelangen in die Lagerstelle, Fremdpartikel dringen von außen durch unzureichende Abdichtung ein und durch eindringendes Wasser und auch durch Kondenswasser tritt Korrosion auf und mindert die Schmierstoffeigenschaften). Damit ergibt sich s aus dem Bereich b der Abbildung 26.

⁴⁸ Quelle: FAG, Schmierung von Wälzlager Publ.-Nr.: WL81115/4 DA, S.9

Abbildung 27: Auswirkung einer Verschmutzung auf die Flächenpressung

Anhand der Abbildung kann man erkennen warum Sauberkeit so wichtig ist. Verunreinigungen führen zu lokalen Spannungsspitzen, die zu Materialermüdung, Abplatzungen und in der Folge zu Wälzlagerschäden führen.

3.6.5. Viskosität und Konsistenz

Viskosität ist das Maß für innere Reibung eines strömenden oder fließenden Mediums. „Dabei wirkt sie als Widerstand gegen eine fortschreitende Lageveränderung bei Anlegen einer Schubspannung an Gasen, Flüssigkeiten und einschließlich pastöser Substanzen“⁴⁹. Diese Schubspannung führt dazu, dass es in Abhängigkeit des Widerstandes und Reibung zu einer Fließgeschwindigkeit kommt.

Die Grundölviskosität ist für die Schmierfilmbildung maßgeblich und indirekt eine Kenngröße, um Lagerverschleiß zu verhindern und eine ausreichende Schmierfilmdicke (EHD Theorie) zu erhalten.

Die Auswahl der Viskosität erfolgt in Abhängigkeit von Drehzahl, Lagertyp und Temperatur.

↳ geringe Viskosität für:

hohe Drehzahlen, geringe Last & geringere Temperaturen

↳ hohe Viskosität für:

geringe Drehzahlen, hohe Last & hohe Temperaturen

⁴⁹ Quelle: Expert Praxislexikon Tribologie Plus, 2000, S.857

Tabelle 8: Viskositätsklassen nach ISO 3448 bzw. DIN 51519⁵⁰

Viskositäts- klasse	Mittelpunkts- viskosität bei 40°C mm²/s (cSt)	Grenzen der kinematischen Viskosität bei 40°C	
		min. mm²/s (cSt)	max. mm²/s (cSt)
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9	11
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	160	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1000	1000	900	1100
ISO VG 1500	1500	1350	1650

Schmierfett gehört zu den strukturviskosen Substanzen, deren Konsistenz deutlich in Abhängigkeit von Temperatur und Druck steht. Die Messungen des Grundöls werden mit Rotationsviskosimetern durchgeführt und die Messungen der Konsistenz mit Penetrometern. Diese beiden Verfahren haben sich in der Praxis als einfache Messverfahren durchgesetzt. Die Einteilung in Tabelle 9 ist vom National Lubrication Grease Institut (NLGI) in den USA entwickelt worden.

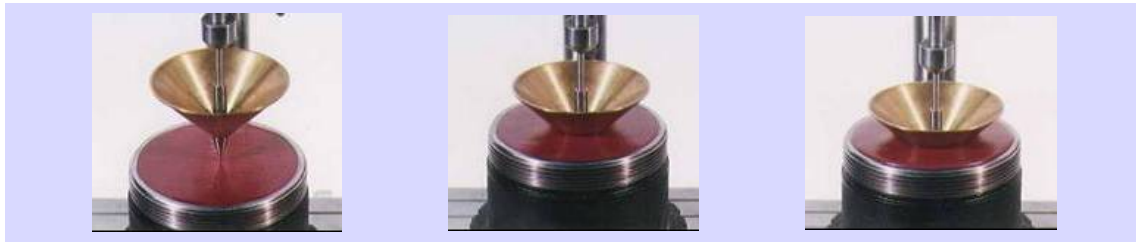
Tabelle 9: NLGI- Konsistenzklassen und Anwendung von Schmierfetten⁵¹

NLGI Klasse	Penetration 0,1 mm	Konsistenz	Gleit- lager	Wälz- lager	Zentralschmier- anlagen	Getriebe	Wasser- pumpe	Block- fette
000	445 bis 475	fast flüssig	-	-	x	x	-	-
00	400 bis 430	halbflüssig	-	-	x	x	-	-
0	355 bis 385	besonders weich	-	-	x	x	-	-
1	310 bis 340	sehr weich	-	-	x	x	-	-
2	265 bis 295	weich	x	x	x*	-	-	-
3	220 bis 250	mittel	x	x	x*	-	-	-
4	175 bis 205	ziemlich weich	-	x	-	-	x	-
5	130 bis 160	fest	-	-	-	-	x	-
6	85 bis 115	sehr fest	-	-	-	-	-	x

x geeignet, x* bedingt geeignet (je nach Anwendung und Herstellerangaben)

⁵⁰ Quelle: Werkstoffe in der Tribotechnik, 1992, S.61

⁵¹ Quelle: Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.190

Abbildung 28: Konus-Penetration: Bestimmung der NLGI Klassen nach DIN ISO 2137

Definiert ist die Eindringtiefe eines normierten Konus so, dass dieser nach dem Fall ins Fett und nachfolgender Verweilzeit von 5 Sekunden gemessen wird. Die Penetrationstiefe wird in 1/10 mm gemessen.

Der grundlegende Unterschied zwischen Konsistenz und Viskosität ist wie folgt:

Konsistenz

- ↳ Festigkeit des Schmierfettes (pastöser Schmierstoff)
- ↳ Fließ-, Förderverhalten
 - Zentralschmieranlagen
 - Ausbildung eines Fettkragens
- ↳ Haftvermögen, Wasserbeständigkeit
- ↳ Einteilung in Konsistenzklasse
NLGI Klassen 000 – 6

Viskosität

- ↳ Viskosität => Zähigkeit einer Flüssigkeit
- ↳ Grundöltyp (Mineral, Synthetik)
- ↳ Viskosität bestimmt die Schmierfilmdicke!
- ↳ Auswahl der Viskosität :
 - Drehzahl
 - Geometrie
 - Temperatur

3.6.5.1. Öl-Separation⁵²

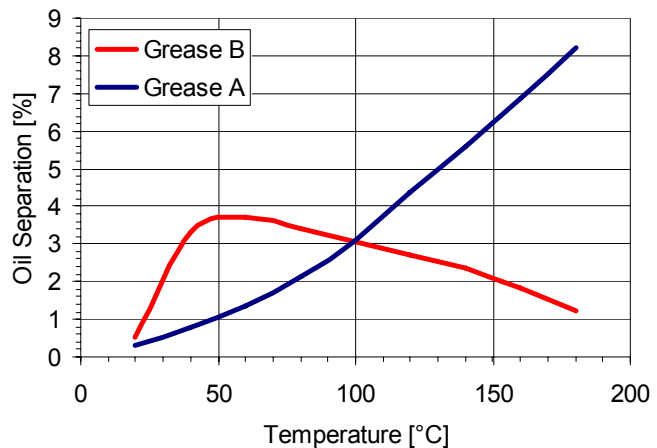
Wenn man bedenkt, dass ein Fett aus etwa 10 % Verdicker und 90 % Öl und Additiven besteht, ist die Wahrscheinlichkeit groß, dass eine Ölabscheidung stattfindet. Bezogen auf die Schmierung ist dies in einem begrenzten Bereich sogar erwünscht. Für die Lagerung bei Permanentschmierern oder Zentralschmieranlagen kann zu hohe Ölabscheidung einen negativen Einfluss haben, der oft auch als „Ausbluten“ bezeichnet wird.

Viele Testmethoden sind vorhanden um die Ölabscheidung zu bestimmen. Die meisten benutzen hierzu ein Sieb, das mit Fett befüllt ist, welches wiederum auf verschiedene Weise durch Gewichte, Pressluft oder Zentrifugalkraft mit Druck

⁵² Siehe dazu ASTM D1742 bzw. DIN 51817

belastet wird. Hierbei wird das Öl von dem Verdicker getrennt, durch das Sieb gedrückt, aufgefangen und gewogen.

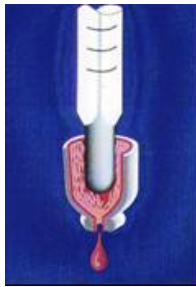
Abbildung 29: Öl- Separationsmessgerät und unterschiedliche Verhalten von Schmierstoffen nach SKF-Vogel



3.6.5.2. Tropfpunkt von Schmierfetten

Der Tropfpunkt eines Fettes ist die Temperatur, bei der ein Tropfen des Fettes unter bestimmten Testbedingungen durch die Öffnung einer Prüfdüse fällt. Plastisches Material, wie z. B. konventionelle seifenverdickte Fette, haben keinen festen Schmelzpunkt sondern einen Schmelzbereich, in dem das Material zunehmend weicher wird, bis es schließlich so flüssig ist, dass es aus der Düse austritt. Es ist wichtig zu wissen, dass der Tropfpunkt nicht als obere Gebrauchstemperatur angesehen werden kann. Diese liegt erfahrungsgemäß bei einfachen Seifenfetten 30 - 40 °C darunter, bei Komplexseifenfetten gar 100°C oder mehr. Der Tropfpunkt ist ein Prüfkriterium für die Qualitätssicherung, und er zeigt ob das Fett korrekt hergestellt wurde. Dabei hat jedes Verdicker-System seinen eigenen, typischen Bereich. Die nutzbare Dauertemperatur für fettgeschmierte Wälzlager kann man der Tabelle 21 im Anhang (Seite XIV) entnehmen.

Abbildung 30: Tropfpunktmessung nach DIN oder ISO 2176



Einige der Verdicker-Systeme sind umkehrbar, d. h. nach Durchlaufen des Tropfpunkts und anschließendem Erkalten wird die Fettstruktur mehr oder weniger wieder hergestellt.

Besonders Kalziumfette sind nicht umkehrbar, da sie Kristallwasser zur Ausbildung ihrer Struktur benötigen; dieses verdampft aber spätestens wenn das Fett schmilzt.

Tabelle 10: Tropfpunktbereiche unterschiedlicher Verdickertypen⁵³

Verdickertyp	Tropfpunkt °C	Verdickertyp	Tropfpunkt °C
Kalziumseife	80 bis 105	Kalziumkomplexseife	>240
Aluminiumseife	100 bis 120	Aluminiumkomplexseife	>250
Natriumseife	150 bis 180	Natriumkomplexseife	>240
Lithiumseife	180 bis 200	Lithiumkomplexseife	>250
Bentonit	>300	Bariumkomplexseife	>220
Polyharnstoff	>250		

3.6.6. Grundöl oder Basisöl

Grundöl ist einer der offiziellen Bezeichnungen für die Ausgangsöle zur Herstellung von Schmierstoffen. Der überwiegende Anteil sind Mineralöle. Sie werden in 85 % aller Fälle verwendet.⁵⁴ Synthetische Fette haben dagegen als Spezielschmierfette eine zunehmende Bedeutung. An synthetischen Grundölen werden beispielsweise Polyolefine, Ester und Polyether verwendet. Der Viskositätsbereich dieser Flüssigkeiten liegt je nach Einsatzbereich der jeweiligen Schmierfette bei ν_{40} zwischen 15 und 1000 mm²/s, meist jedoch zwischen 80 und 150 mm²/s.

Bei den Basisölen unterscheidet man zwischen den einzelnen Hauptgruppen:

- ↳ Mineralölen (paraffin-, naphthen-, oder gemischtbasisch)
- ↳ Pflanzenölen (z.B. Rapsöl)
- ↳ synthetischen Ölen

⁵³ Vgl. Expert Praxislexikon Tribologie Plus, 2000, S.800

⁵⁴ Vgl. Schmierfette, 2000, S.172

3.6.6.1. Grundöl auf Mineralölbasis

Mineralöle werden aus Erdölen gewonnen. Erdöle bestehen zum überwiegenden Teil aus Kohlenwasserstoffen d.h. Verbindungen, die nur aus Kohlenstoff und Wasserstoff aufgebaut sind. Je nach Herkunft und Veredelungsprozess weisen die Grundöle unterschiedliche chemische Zusammensetzung und damit unterschiedliche Eigenschaften auf (Alterungsverhalten, Tief- und Hochtemperatureigenschaften, VT- und Druck-Viskosität- Verhalten). Typische Durchschnittswerte sind 80 - 85 % Kohlenstoff, 10 - 17 % Wasserstoff, bis 7 % Schwefel und sonstige Elemente bis 1 %.

Die Herstellung erfolgt entweder durch Destillation, Entparaffinierung oder durch Raffination. Natürlich haben die Mineralöle Vor- bzw. auch Nachteile, die man bei dem entsprechenden Einsatzfall genau abstimmen muss.

Tabelle 11: Kennwerte verschiedener Öle⁵⁵

Ölart	Mineralöl	Polyalpha olefine	Polyglykol (wasser- unlöslich)	Ester	Silikonöl	Alkoxy fluoröl
Viskosität bei 40 °C in mm ² /s	2...4500	15...1500	20...2000	7...4000	4...100 000	20...650
Einsatz für Ölsumpf- Temperatur in °C bis	100	150	100...150	150	150...200	150...220
Einsatz für Öumlau- Temperatur in °C bis	150	200	150...200	200	250	240
Pourpoint in °C	-20 ²⁾	-40 ²⁾	-40	-60 ²⁾	-60 ²⁾	-30 ²⁾
Flammpunkt in °C	220	230...260 ²⁾	220...260	220...260	300 ²⁾	--
Verdampfungsverluste	mäßig	niedrig	mäßig bis hoch	niedrig	niedrig ²⁾	sehr niedrig ²⁾
Wasserbeständigkeit	gut	gut	gut ²⁾ schlecht trennbar da gleiche Dichte	schlecht	gut	gut
V-T-Verhalten	mäßig	mäßig bis gut	gut	gut	sehr gut	mäßig bis gut
Eignung für hohe Temperaturen (~150°C)	mäßig	gut	mäßig bis gut ²⁾	gut ²⁾	sehr gut	sehr gut
Eignung für hohe Last	sehr gut ¹⁾	sehr gut ¹⁾	sehr gut ¹⁾	gut	schlecht ²⁾	gut
Verträglichkeit mit Elastomeren	gut	gut ²⁾	mäßig, bei Anstrichen prüfen	mäßig bis schlecht	sehr gut	gut
Preisrelationen	1	6	4...10	4...10	40...100	200...800

1) mit EP-Zusätzen

2) abhängig vom Öltyp

⁵⁵ Quelle: FAG, Schmierung von Wälzlager (Publ.-Nr.WL.81 115/4 DA), S.30

In der Papierindustrie finden pflanzliche Öle nur wenig, bis kaum Anwendung, darum wird hier darauf nicht weiter eingegangen.

3.6.6.2. Grundöl auf Synthesebasis

Synthetische Grundöle werden im Gegensatz zu natürlichen Ölen aus chemisch definierten Grundbausteinen, die bei den Kohlenwasserstoffen meist aus Ethylen bestehen, hergestellt. Syntheseöle sind heute in allen Bereichen des Schmierstoffeinsatzes nicht mehr wegzudenken. Sie sind für viele Spezialzwecke unerlässlich, und der Anteil synthetischer Schmierstoffe steigt ständig da die Herausforderungen an Maschinen immer höher werden. Von den unterschiedlichen Syntheseölen werden vor allem Polyalphaolefine, Ester, Polyglykoether, Alkoxifluoröle für Schmierfette eingesetzt. Genauer kann man in der Tabelle 12 nachlesen.

Tabelle 12: Einsatzbereiche und –gebiete von synthetischen Schmierfetten⁵⁶

	Mineralöl (als Vergleich)	PAO	Esteröl	Siliconöl	Alkoxifluoröl
Obere Einsatzgrenze °C	150	200	200	250	250
Untere Einsatzgrenze °C	-40	-70	-70	-75	-30
maximaler Drehzahlkennwert $n \cdot d_m$	$4 \cdot 10^5$	$7 \cdot 10^5$	10^6	-	-
Schmierung von Metallen	++	++	+++	---	-
Schmierung von Kunststoffen	-+	++	-+	+++	+++
Hydrolysebeständigkeit	++	++	-+	+++	+++
Beständigkeit gegen Chemikalien	+	+	--	++	+++
Elastomerverträglichkeit	-+	+	-+	+++	+++
Toxizität	-	+	+	+++	+++
Brennbarkeit	---	---	+	++	+++
Stählenbeständigkeit	--	--	-	+	++

+++ ausgezeichnet, ++ sehr gut, + gut, -+ mäßig, - ausreichend, -- bedingt, --- ungünstig

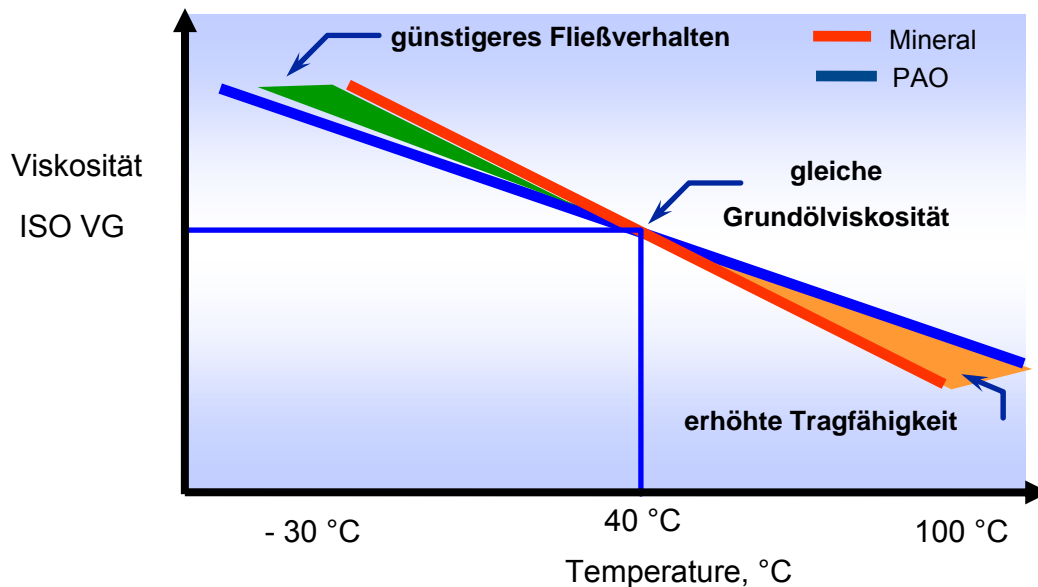
3.6.6.3. Vergleich zwischen mineral- und synthetischen Ölen

Synthetische Schmieröle reagieren zum Teil schlechter auf Additive als Mineralöle (z.B. PAO Öle). Die Kontrolle ihrer Synthese ermöglicht die Optimierung ihrer chemischen Zusammensetzung für einen ganz bestimmten Anwendungsbereich. Das Fließverhalten, ihre Temperaturstabilität, der Viskositätsindex sowie ihre Flüchtigkeit liegen im Gegensatz zu den Mineralölen

⁵⁶ Quelle: Schmierstoffe im Betrieb, 2000, S.96

deutlich besser. Dennoch müssen einige Merkmale durch häufig komplexe Zugaben von Additiven verändert werden. Durch ihre Eigenschaften haben synthetische Schmieröle einen stetig steigenden Erfolg zu verzeichnen, (siehe Tabelle 11, Seite 42).

Abbildung 31: Vergleich Mineral- mit PAO Ölen (Shell Albida EP2 mit Shell Albida PPS2)



Alle Eigenschaften zusammen genommen und in den Tabellen 11 und 12 Seite 42 und 43 ersichtlich, haben synthetische Schmierstoffe einen entscheidenden Vorteil, jedoch auf Grund der hohen Kosten stellt sich immer wieder die Frage der Wirtschaftlichkeit. Beim Mischen ist es ratsam mit dem Hersteller in Verbindung zu treten. Hier ist zu klären, ob es über die Mischbarkeit bzw. Verträglichkeit der Produkte Erfahrungen gibt. Selbst bei grundsätzlicher Verträglichkeit der Öle ist jedoch zu bedenken, dass damit noch nicht gewährleistet werden kann, dass auch die jeweiligen Additive miteinander harmonisieren. Nicht selten wird deren Funktion bei Mischungen stark beeinträchtigt. Um wirtschaftliche Schäden durch Lagerausfälle zu vermeiden, sollten Mischungen von Schmierstoffen (egal, ob Öle oder Fette), nach Möglichkeit vermieden werden. Sind Mischungen unumgänglich, sollten vorab Prüfungen der zu erwartenden Mischungsverhältnisse in Wälzlagerprüfständen durchgeführt werden (Empfehlung der Schöffler Gruppe).

Tabelle 13: Mischbarkeit von Grund- bzw. Basisölen⁵⁷

Grundöle	Mineralöle	Synth. KW	Esteröle	Polyglykole	Siliconöle (Methyl)	Siliconöle (Phenyl)	Polyphenyl-ether	Perfluoralkylether
Mineralöle	+	+	+	-	-	+/-	+	-
Synthetischer Kohlenwasserstoff (Synth. KW)	+	+	+	-	-	-	+	-
Esteröle	+	+	+	-	-	+	+	-
Polyglykole	-	-	-	+	-	-	-	-
Siliconöle Methyl	-	-	-	-	+	+/-	-	-
Siliconöle Phenyl	+/-	-	+	-	+/-	+	+	-
Polyphenyl-ether	+	+	+	-	-	+	+	-
Perfluoralkylether	-	-	-	-	-	-	-	+

+ *mischbar*; +/- *bedingt mischbar*, - *nicht mischbar*

3.6.7. Additive und ihre Eigenschaften

Unter Additiven werden solche Substanzen und Zusätze verstanden, die einem Schmierstoff die Eigenschaften verleihen, die er ohne Zusätze nicht, oder nur mangelhaft hätte. Sowohl Ölen als auch Fetten werden Stoffe zugegeben, um deren Eigenschaften gezielt zu modifizieren. Diese Zusätze werden allgemein als Additive bezeichnet. Je nachdem für welche Anwendung ein Schmierstoff vorgesehen und optimiert wurde, kommen verschiedene Additive in Kombination zum Einsatz. Die Formulierung solcher Schmierstoffrezepturen muss dabei vielfältige Wechselwirkungen zwischen Additiven, Grundöl, Lager- und Käfigmaterialien, und eventuellen späteren Umgebungsmedien berücksichtigen. Vor diesem Hintergrund wird klar, dass sowohl die Additivierung des Schmierstoffes selbst, als auch seine spätere Auswahl durch den Anwender immer einen Kompromiss darstellt. Nahezu nie wird es möglich sein, alle Anforderungen und Wünsche zu 100 Prozent zu erfüllen.

Additive können folgenden Gruppen zugeordnet werden.

↳ Antioxidantien

↳ Metalldesaktivatoren

⁵⁷ Vgl. Klüber, Das Geheimnis des Rundlaufes 9.31D, Ausgabe 04.08

- ↳ Korrosionsschutz-Zusätze
- ↳ Verschleißschutz-Zusätze
- ↳ Sonstige Zusätze

3.6.7.1. *Antioxidantien*

Durch die gezielte Verwendung von Antioxidantien wird die Widerstandsfähigkeit gegen Alterung durch Oxidation oder thermische Belastungen an der Schmierstelle gesteigert.

3.6.7.2. *Metalldesaktivatoren*

Kupferpassivatoren haben die Eigenschaft, Buntmetalloberflächen mit festen Filmen zu überziehen. Dadurch schützt die entstehende Schicht vor Korrosion und Verfärbungen.

3.6.7.3. *Korrosionsschutzadditive*

Ähnlich in der Wirkungsweise wie die Buntmetalldesaktivatoren, handelt es sich hierbei um die Bildung einer feuchtigkeitsundurchlässigen Schicht auf der Metalloberfläche, die die Oberfläche vor korrosivem Angriff schützt.

Unterschiedlichsten Substanzen können als Korrosionsschutz wirksam sein, deren Gemeinsamkeit ihr polarer Aufbau ist. Dadurch werden sie leicht an der Metalloberfläche adsorbiert, und es bildet sich ein dichter Film.

3.6.7.4. *Verschleißschutz Additive*

Additive, die wirksam gegen Verschleiß eingesetzt werden, haben mindestens zweierlei Eigenschaften:

Sie sind einerseits polar, d.h. gut an Metalloberflächen adsorbierbar und haftend. Sie enthalten darüber hinaus im allgemeinen Elemente, mit denen die metallische Oberfläche unter Reibbedingungen tribochemische Reaktionen eingehen kann. Es wird dadurch eine dünne Reaktionsschicht zwischen den in Kontakt befindenden Oberflächen erzeugt (z.B. bei Wälzlager zwischen Laufbahn und Wälzkörper). Diese Reaktionsschicht schützt vor Verschleiß. Man nennt diese Additive, die zu einer tribochemischen Reaktion fähig sind, auch EP-Additive (Extrem Pressure Additive).

Die EP-Additive kann man in zwei unterschiedliche Kategorien aufteilen:

- ↳ Milde EP-Wirkstoffe (auch AW-Zusätze: anti wear additives) wirken durch Adsorption oder Chemisorption. Dazu zählen Stoffe mit organischen Verbindungen⁵⁸.
- ↳ Hochwirksame EP-Zusätze wirken durch chemische Reaktionen im Schmierpalt unter direktem Einfluss der Reibung und des Luftsauerstoffs.⁵⁹ Geeignete, hochwirksame EP-Wirkstoffe enthalten oft Chlor, Schwefel- oder Phosphorverbindungen.

3.6.7.5. Sonstige Zusätze

Weitere Zusätze, die Schmierstoffen je nach Anforderung und Einsatzgebiet zugegeben werden, beeinflussen beispielsweise deren Haftvermögen auf Oberflächen, verhindern die Schaumbildung bei Ölen oder verändern deren Farbe oder Geruch. Neben den üblicherweise löslichen Zusätzen kommen bei Schmierfetten, für spezielle Betriebsbedingungen auch unlösliche Festschmierstoffzusätze zum Einsatz (Graphit, MoS₂ u.a.).

Eine Reihe von Eigenschaften wie Kompressibilität, Wärmeleitfähigkeit, Temperaturstabilität oder das Lösungsvermögen von Gasen ist kaum oder gar nicht durch Additive beeinflussbar.⁶⁰

3.6.8. Verdicker und ihre Mischbarkeit

Viele Eigenschaften eines Fettes werden durch den Verdicker bestimmt. Wie Textur (glatt, rau, zügig, kurz), Tropfpunkt, Temperaturbeständigkeit/ Temperatureinsatzbereich, mechanisch-dynamische Stabilität, Drehzahlverhalten, Lasttragevermögen, Ölabgabecharakteristik, rheologisches Verhalten und die Beständigkeit gegenüber Wasser und Säuren.

⁵⁸ Schmierstoffe im Betrieb, 2000, S.28

⁵⁹ Schmierstoffe im Betrieb, 2000, S.29

⁶⁰ Vgl. Expert Praxislexikon Tribologie Plus, 2000, S.32

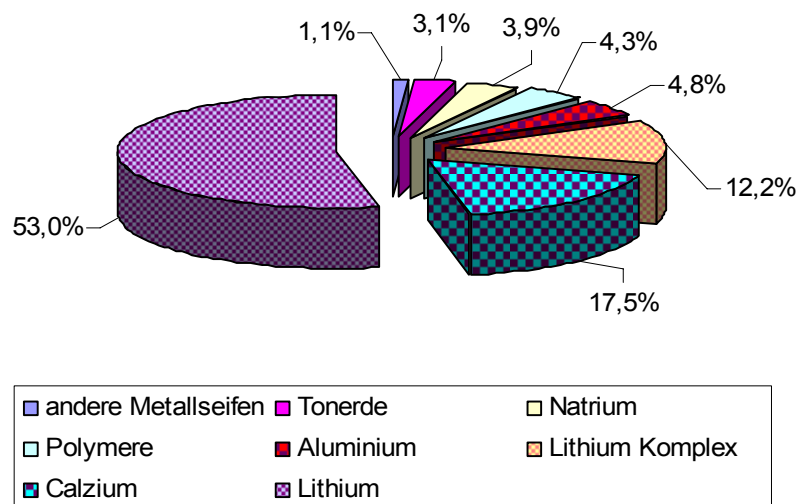
Metallseifenfette (wie z.B. Lithium-, Kalzium- oder entsprechende Mischseifen) stellen den Hauptanteil aller heute verwendeten Verdicker in Schmierfetten dar. Auch Bentonite, Kieselgelee, Polyharnstoffe, PTFE, Graphit, Metalloxide, -hydroxide oder Carbonate und Pigmente werden als Verdicker verwendet. Für Anwendungen in Wälzlagern spielen dabei allerdings vor allem Polyharnstoffe eine bedeutende Rolle.

Unter Metallseifen werden einfache Metallseifen, komplexe Metallseifen und Mischseifen betrachtet. Chemisch gesehen sind Metallseifen Salze von Fettsäuren.

Tabelle 14: Verdickertyp und Schmierfetteigenschaften bezogen auf nicht additiviertes Schmierfett⁶¹

	obere Einsatztemperatur °C	Beständigkeit gegen Wasser	Korrosionsschutz	mechanisch dynamische Stabilität
Kalziumseife	60	+++	++	+
Kalziumkomplexseife	140-180	++	+	++
Natriumseife	100	---	++	-
Na-Komplexseife	130	+	+	++
Lithiumstearatseife	110	++	+	-
Li-12-hydroxistearat	130	+++	+	+++
Lithiumkomplexseife	150	++	+	+++
Aluminumstearatseife	70	+	+	---
Aluminumkomplexseife	150-180	+++	+	+++
Bentonit	150-200	+++	---	++

Abbildung 32: Verteilung von Seifen bei Schmierfett nach Exxon Mobil⁶²



⁶¹ Vgl. Schmierfette, 2000, S.39

⁶² Vgl. Exxon Mobil, Schmierfette Power Point Präsentation, 2004, Folie 14

Bei Schmierfetten muss aber darauf geachtet werden ob die Verdickermischbarkeit (siehe Tabelle 15) auch gegeben ist.

Tabelle 15: Verträglichkeiten von Schmierfetttypen⁶³

Fetttyp	Na	Li	Ca	Ca-Komplex	Ba-Komplex	Al-Komplex	Bentonit
Na-Fett		-	-	-	+	-	+
Li-Fett	-		+	+	+	-	-
Ca-Fett	-	+		-	+	-	-
Ca-Komplex	-	+	+			+	-
Ba-Komplex	+	+	+	+		+	-
Al-Komplex	-	-	-	-	+		-
Bentonit	-	-	-	-	-	-	

Bei der Auswahl von Schmierfetten kann die Tabelle 19: Eigenschaften von Schmierfetten (im Anhang, Seite XII) als Orientierung dienen.

3.6.8.1. Einfache Seifenfette

Einfache Seifenfette bestehen aus einer Base (Metallhydroxide) und einer Fettsäureart. Sie bilden auch mit über 85 % den größten Anteil am Weltschmierfettbedarf.

3.6.8.2. Komplexseifenfette

Die Komplexseifenfette sind dadurch gekennzeichnet, dass sie aus einer Base einer Fettsäure und Nichtfettsäure (z.B. Essigsäure, Benzoesäure, Borsäure) aufgebaut sind. Aus dieser Kombination resultieren keine einheitlich gleichen Verdickermoleküle sondern komplexe Gemische. Der Unterschied liegt im höheren Tropfpunkt, wodurch höhere obere Gebrauchstemperaturen erreicht werden.

⁶³ Schmierstoffe im Betrieb, 2000, S.98

4. Schmiertechnik

Wichtige Voraussetzungen für eine hohe Betriebssicherheit ist eine ungestörte Schmierstoffversorgung der Lager und aller Funktionsflächen. Die Versorgung ist nicht bei allen Schmierv Verfahren in gleichem Maße sicher.

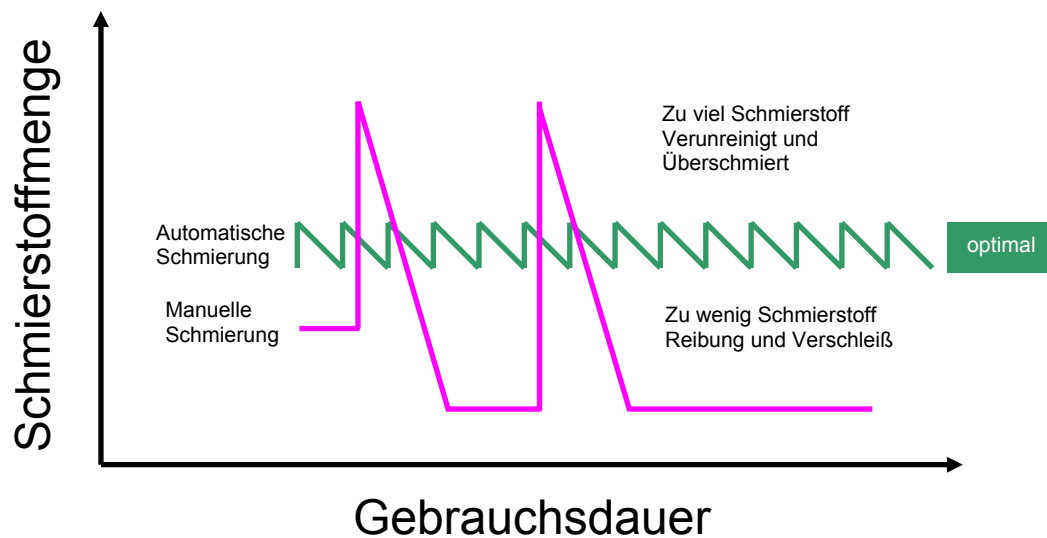
Fettgeschmierte Lager sind ausreichend betriebssicher, wenn die Nachschmierintervalle oder bei lebensdauer- geschmierten Lagerungen die Fettgebrauchsdauer, nicht überschritten werden. Bei Schmierv Verfahren mit Schmierstoffergänzung in kurzen Intervallen hängt die Betriebssicherheit von der Zuverlässigkeit der Versorgungsgeräte ab. Bei schmutzgeschützten Lagern, d.h. Wälzlager mit Dichtscheiben auf beiden Seiten, bleibt die Betriebssicherheit lange erhalten.

Tabelle 20 (im Anhang, Seite XIII) gibt eine Orientierung bei der Auswahl von Schmierv Verfahren. Da das Hauptaugenmerk auf der Fettschmierung liegt, wird auf Ölschmierung hier nicht weiter eingegangen.

4.1. Handschmierstellen

Die einfachste Form der Schmierung ist die Abschmierung von Hand. Die Schmierstoffzufuhr erfolgt mittels Pinsel oder Fettpressen. Nur bei sorgfältiger Handhabung ist die Zuführung des Schmierstoffs gewährleistet. Die Handschmierung hat den Nachteil, dass unter Umständen größere Mengen ungenutzt verloren gehen, bzw. das erforderliche Schmierintervall nicht eingehalten werden kann.

Früher, als die Produktionsgeschwindigkeiten (bei Papiermaschinen) niedrig waren, wurde das Nachschmieren während Wartungsstops von Hand ausgeführt, d. h. ein- oder zweimal im Monat. Heute ist häufigeres Nachschmieren wegen höherer Geschwindigkeiten, Hochdruck-Reinigung der Maschine und erhöhten Anforderungen an die Maschinenzuverlässigkeit notwendig. Deswegen wird der Gebrauch von automatischen Nachschmiereinrichtungen zunehmend beliebter, und auch technisch notwendiger.

Abbildung 33: Vergleich Handschmierzyklus mit einer automatischen Schmierung⁶⁴

Das Ziel sowohl bei automatischer als auch bei manueller Schmierung ist, die richtige Menge frischen Schmierfetts der Lagerung zuzuführen.

4.2. Automatische Schmierstoffgeber

Sie sind die preisgünstigere Alternative zu einer Zentralschmieranlage und haben den Vorteil, dass sie leicht steuerbar sind, und der Schmierzyklus individuell verändert werden kann. Den Vorteil einer automatischen Schmierung können Sie der Abbildung 33 entnehmen. Hier einige Punkte:

- ↪ Individuelle und präzise Versorgung jeder Lagerstelle,
- ↪ Keine kostspielige Zentralschmieranlage nötig,
- ↪ Vollautomatischer und wartungsfreier Betrieb durch kontinuierliche Nachschmierung,
- ↪ Verlängerung der Lager-Lebensdauer und der Wartungsintervalle,
- ↪ Höhere Verfügbarkeit der Anlagen,
- ↪ Erhebliche Kosteneinsparungen.

⁶⁴ Quelle: Incoln Industries, URL:

[http://www.lincolnindustrial.de/dbw/public_lincoln/Homepage/\\$frameset/company](http://www.lincolnindustrial.de/dbw/public_lincoln/Homepage/$frameset/company), 26.05.09

Abbildung 34: Automatischer Schmierstoffgeber und Schmierstoffmenge⁶⁵

4.3. Zentralschmierungen

Müssen viele Schmierstellen an Maschinen regelmäßig mit Schmierstoff versorgt werden, ist häufig eine automatisch arbeitende Zentralschmieranlage am wirtschaftlichsten. Mit Hilfe von Zentralschmieranlagen lassen sich sowohl Umlauf- als auch Verbrauchsschmierungs-systeme betreiben. Neben der Einsparung von Lohnkosten bieten Zentralschmierungsanlagen weitere Vorteile:

- ↪ Stets richtige Dosierung der Schmierstoffmenge,
- ↪ Ausschalten menschlicher Unzulänglichkeit,
- ↪ Regelmäßige Versorgung schwer zugänglicher Stellen,
- ↪ Keine Verschmutzung der zuzugebenden Schmierstoffe,
- ↪ Saubere Maschinen und Anlagen und
- ↪ Verringerung der Unfallgefahr.

⁶⁵ Quelle: FAG, Automatische Schmierstoffgeber Publ.-Nr.: WL81122/3 DA

Zentralschmieranlagen können mit Ein- und Mehrleitungsverteilern betrieben werden. Bei Norske Skog Bruck werden hauptsächlich Zweileitungsverteileranlagen und Progressivverteileranlagen genutzt.

4.3.1. Zweileitungsverteileranlagen

Zweileitungsanlagen dienen vorzugsweise zur Schmierung von Anlagen mit großer Schmierstellenanzahl, langen Leitungswegen, und rauen Betriebsbedingungen.

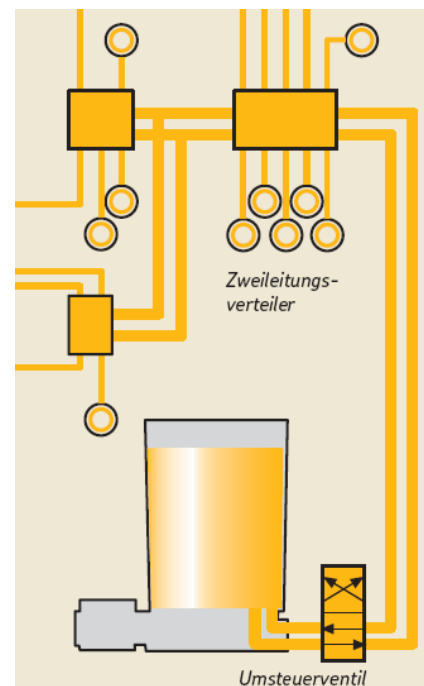
Die Anlage besteht dabei aus zwei Hauptleitungen die abwechselnd beaufschlagt bzw. entlastet werden. Sie sind sowohl für Öl (Betriebsviskosität $> 50 \text{ mm}^2/\text{s}$) als auch für Fett bis zur NLGI-Klasse 3 geeignet. Zweileitungsanlagen werden üblicherweise als Verbrauchsschmieranlagen für den intermittierenden Betrieb konzipiert.

Die Anlage besteht aus: Pumpe mit Behälter, Umsteuerventil, Steuergerät, Zweileitungsverteiler, zwei Hauptleitungen, sowie den entsprechenden Schmierstellenleitungen.

Abbildung 35: Zweileitungsverteileranlagen⁶⁶

Die Vorteile:

- ↳ Hohe Funktionssicherheit durch Differenzdruckmessung am Leitungsende (vor dem letzten Zweileitungsverteiler) bei gleichzeitiger Leckageüberwachung der Hauptleitungen,
- ↳ Große Variabilität in der Einstellung der Dosiermenge je nach Schmierstoffbedarf und Dosierer,
- ↳ Anlagengrößen bis über 1000 Schmierstellen in einem Bereich von 100 m (gestreckte Leitungslänge) um die Pumpe möglich,



⁶⁶ Quelle: Vogel, Willi.: Programmübersicht Industrie 1-0109, S.5

- ↳ Hohe Abschmiersicherheit an den Schmierstellen durch maximale Anlagendrücke bis 400 bar.

4.3.2. Progressivverteileranlagen

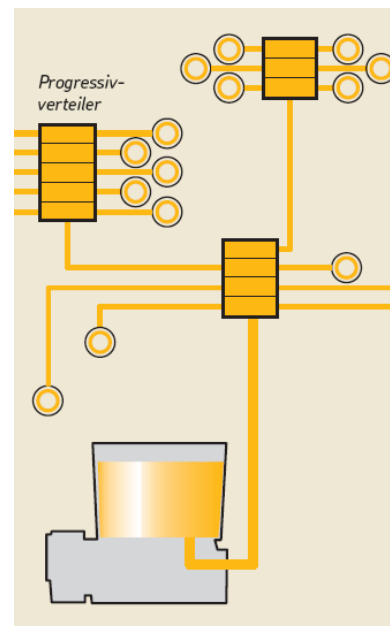
Mit diesen Anlagen können Öle oder Fette bis NLGI Klasse 2 im intermittierenden Betrieb gefördert werden. Dieser Betrieb kann mit oder ohne zentraler Überwachung ausgeführt sein. Die von der Pumpe geförderte Schmierstoffmenge wird bei den einzelnen Progressivverteilern ihrer Kolbenanzahl und der Dosiergröße entsprechend aufgeteilt, und den Schmierstellen zugeführt. Die Mengenzuteilung erfolgt zwangsgesteuert durch den Kolben, der sich hin und her bewegt. Das Volumen pro Schmierstelle wird durch den Kolbendurchmesser und den Kolbenweg bestimmt. Durch die Zwangssteuerung kann jeder Kolben seinen Schmierstoff erst dann abgeben, wenn der zuvor beaufschlagte Kolben die Dosiermenge ausgeschoben hat. Über die Schmierstoffauslässe an der jeweiligen Endlage des Kolbens erfolgt die Verteilung⁶⁷.

Die Anlage besteht aus: Pumpe, Verteilern und einer Steuerung. In diesen Anlagen werden pneumatisch oder handbetätigte Kolbenpumpen sowie elektrisch betriebene Kolbenpumpen eingesetzt.

Abbildung 36: Progressivverteileranlagen⁶⁸

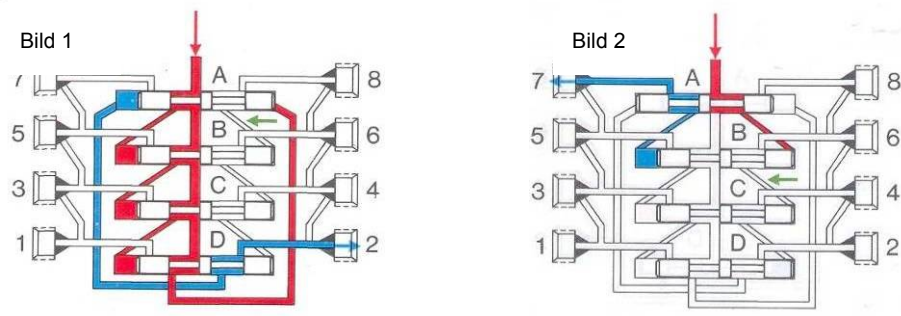
Die Vorteile:

- ↳ Universell einsetzbar im Hinblick auf Betriebsart (kontinuierlich / intermittierend) und Schmierstoffe,
- ↳ Zentrale Funktionsüberwachung aller Verteiler mit geringem Aufwand möglich.



⁶⁷ Quelle: Vogel, Willi: Programmübersicht Industrie 1-0109, S.6

⁶⁸ Quelle: Vogel, Willi: Programmübersicht Industrie 1-0109, S.6

Abbildung 37: Bild 1 Progressivverteiler in Arbeitsstellung 1, Bild 2 in Arbeitsstellung 2⁶⁹

4.3.3. Anwendungen von Fett-Zentralschmieranlagen

Bei Verwendung von Zentralschmieranlagen ist eine zuverlässige Versorgung aller Reibstellen, die betriebsbedingt nachgeschmiert werden müssen, gewährleistet. Ein großer Vorteil solcher Anlagen ist, dass das Schmierungsintervall in kurzen Abständen und mit kleinen Mengen durchgeführt werden kann. Damit lässt sich Folgendes erreichen:

- ↪ Richtige Dosierung an den Schmierstellen,
- ↪ Reibstellen werden nicht vergessen,
- ↪ Minimierung des Schmierstoffverbrauches,
- ↪ Keine Verunreinigungen an der Reibstelle,
- ↪ Reduktion der Kosten der Wartung durch Personaleinsparung,
- ↪ Geringe Stillstandszeit für die Wartung notwendig,
- ↪ Es gibt keine Schmierstoffverwechslung,
- ↪ Durch optimale Reibungsbedingungen entsteht eine Energieeinsparung,
- ↪ Unfallrisiko sinkt,
- ↪ Große Bereiche werden zuverlässig versorgt,
- ↪ Größtmögliche Betriebssicherheit durch Überwachung der Zentralschmieranlage.

Für die Verwendung von Zentralschmieranlagen sind vor allem Fette der Konsistenzklasse 000 bis 1 geeignet. Bedingt geeignet sind 2er oder 3er Fette; siehe dazu auch Tabelle 9, Seite 38. Das Einsatzgebiet und die

⁶⁹ Lincoln, Quickclub- Progressivverteiler für Öl und Fett Publ.-Nr: 2.2G-10001-F01, S.6-8

Einsatzbedingungen müssen mit dem Hersteller der Zentralschmieranlage und dem Schmierstoffhersteller abgeklärt werden.

4.4. *Einbringen des Schmierstoffes in die Lagerstelle*

Fettgeschmierte Lagerungen ermöglichen eine einfache Konstruktion, die mit Deckscheiben oder Dichtscheiben ausgeführt sind. Berührende Dichtungen erhöhen die Lagertemperatur, berührungslose dagegen bilden einen Spalt zum Innenring und beeinflussen daher die Reibung nicht.

Die Schmierstoffzuführung sollte nach allgemeiner Erfahrung (nur bei Pendelrollen-, zweireihigen Zylinderrollen-, Nadel-, Axial-Schräggugel und Lager für Gewindetriebe möglich) über den Außenring direkt in die Reibstelle eingebracht werden. Damit ist eine gleichmäßige Verteilung des Schmierstoffes gewährleistet und jede Lagerreihe wird mit frischem Schmierstoff versorgt. Außerdem ist darauf zu achten, dass je geringer die Dosiermenge ist, desto kürzer sollte der Weg von der Einbringung zur Reibstelle sein.

Wenn die Schmierstoffzuführung von der Seite erfolgt, ist darauf zu achten, dass immer eine Temperaturerhöhung (20 - 30 K) von mehreren Stunden damit zusammenhängt und gegenüberliegend sollte eine definierte Austrittsbohrung vorgesehen werden, um eine Überschmierung zu vermeiden.

Zur Ausführung gibt es in der einschlägigen Literatur sehr viele Beispiele und diese werden je nach Lagerart, Anordnung und Umgebungsbedingungen unterschiedlich ausgeführt. Im Anhang befinden sich einige Beispiele für Anwendungen (Abbildungen 64 bis 67, Seite XV bis XVI). Bei der Auslegung von Lagerungen sollte grundsätzlich klar sein, welche Anforderungen an die Lagerstelle gestellt werden, und unter welchen Bedingungen sie betrieben werden. Davon hängt es ab, ob nachzuschmieren ist, oder eine Lebensdauerschmierung ausreicht. Trifft man zu diesem Zeitpunkt die falsche Entscheidung, wird das Lager vorzeitig ausfallen, da ohne gute Schmierung die modernen, anspruchsvollen Wälzlagerungen die an sie gesetzten Erwartungen nicht erfüllen.

5. Optimierung des Schmierstoffeinsatzes

In den vorigen Kapiteln wurden die theoretischen Grundlagen von Reibung, Schmierung und Verschleiß behandelt, weiters wurde auf deren Auswirkung im Anwendungsfall bei Wälzlagern eingegangen. Das folgende Kapitel wird auf die praktische Umsetzung bei Norske Skog Bruck eingehen.

5.1. *Norske Skog Bruck*

Norske Skog ist weltweit einer der größten Erzeuger von Zeitungsdruckpapier und von Magazinpapier. Das Unternehmen umfasst weltweit 16 Fabriken, die sich in vollständigem oder teilweisem Konzernbesitz befinden. Der Konzern beschäftigt 6.500 Mitarbeiterinnen und Mitarbeiter, der Umsatz 2008 belief sich auf 26,5 Mrd. Norwegische Kronen (NOK) (ca. 2,7 Mrd. EUR).

Norske Skog Bruck hat in der Papierherstellung eine lange Tradition, die bis ins Jahr 1881 zurückgeht. Der österreichische Standort in der Obersteiermark, in dem 511 Mitarbeiterinnen und Mitarbeiter beschäftigt sind, wurde 1996 von Norske Skog übernommen. Auf zwei Papiermaschinen werden jährlich 128.000 t Zeitungsdruckpapier und 275.000 t LWC-Papier (das ist gestrichenes holz-haltiges Papier für Zeitschriften und Magazine) erzeugt. An diese Papiere werden ständig steigende Qualitätsanforderungen gestellt, die vor allem auf die Veränderungen moderner Drucktechniken zurückzuführen sind. Durch konsequente Produktweiterentwicklung und Entwicklung neuer marktkonformer Sorten werden diese Anforderungen erfüllt. So ist es möglich, auf dem äußerst schwierigen europäischen und globalen Papiermarkt zu bestehen. Die Exportrate beträgt 71 %. Außerdem nimmt der Umweltschutz einen hohen Stellenwert ein. Umfassende Wärmerückgewinnungsanlagen, eine zweistufige vollbiologische Kläranlage, der geräuschärmste Holzplatz Europas, sowie ein hoch effizient arbeitendes kombiniertes Gas- und Dampfturbinen-Kraftwerk sind nur einige der Einrichtungen, die in diesem Zusammenhang zu nennen sind.

5.2. Aufgabenstellung bei Norske Skog Bruck

Aufgabenstellung ist es, den Einsatz von Schmierfetten im Werk Bruck zu analysieren und hinsichtlich Qualität und Menge einer Prüfung zu unterziehen. Ergebnis sollen Vorschläge für Optimierungspotential hinsichtlich Anlagenverfügbarkeit, Fettmengen und Schmierstoff-Kosten sein.

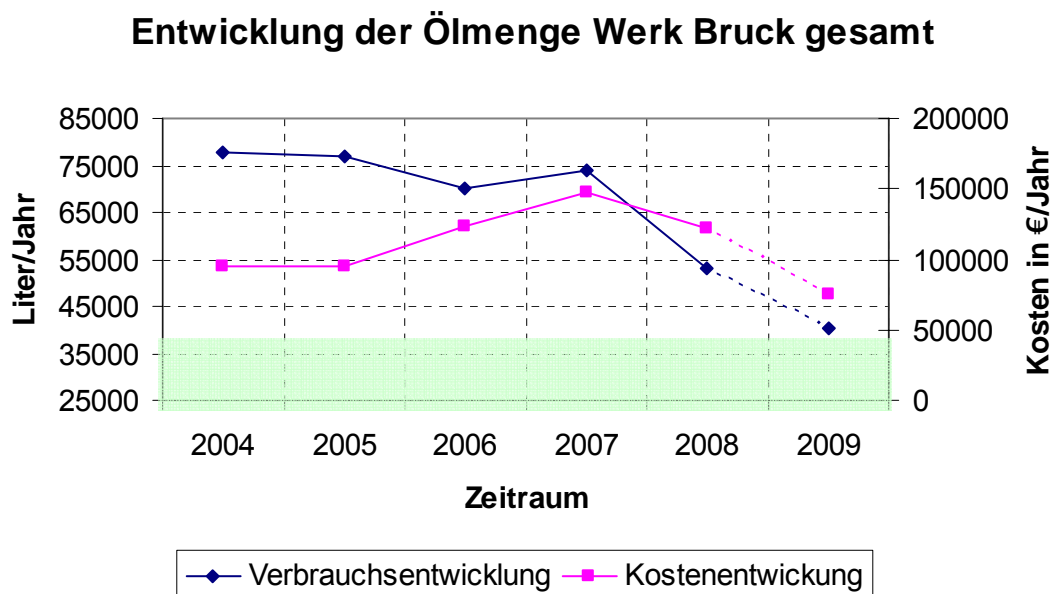
5.3. Vorgangsweise

Erster Schritt ist die Analyse der Verbrauchsmengen von Schmierfett im gesamten Werk. Auf Basis dessen, wird auf die Hauptverbraucher näher eingegangen und auf Zusammenhänge mit Lagerschäden geprüft.

5.4. Analyse der Verbrauchsmengen an Schmierstoffen

Die nachfolgenden Grafik zeigt den Verbrauch, die Mengen und Kosten von Schmieröl im Werk Bruck.

Abbildung 38: Schmierölverbrauch im Zeitraum von 2004 bis 2009

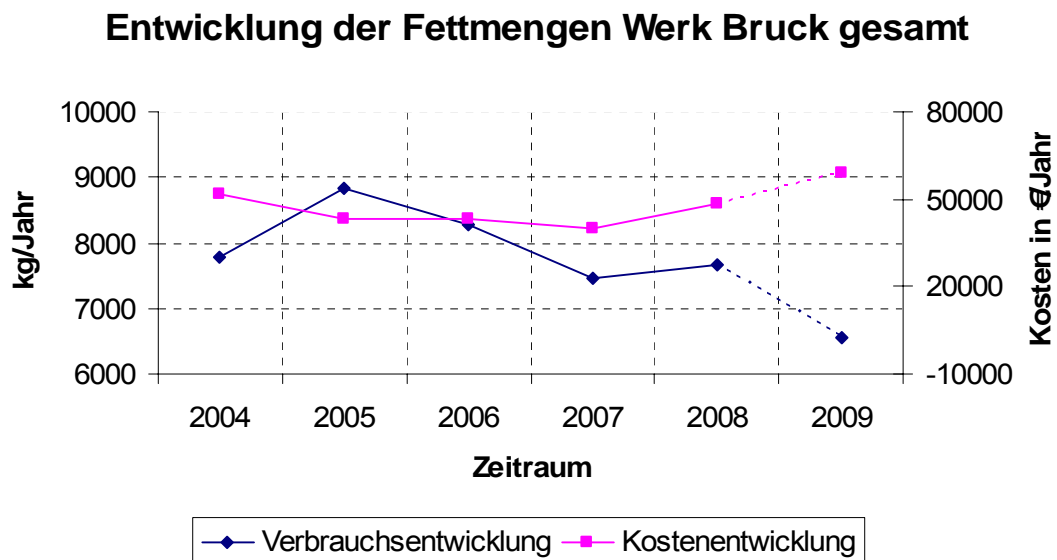


An der Verbrauchsentwicklung erkennt man einen deutlichen Knick mit dem Jahr 2007 der durch den Beginn eines Schwerpunktprogramms zur Reduktion des Ölverbrauches begründet ist.

Die Mengenreduktion konnte durch gezielte Dokumentation der Verbräuche sowie nachfolgender Optimierungen hinsichtlich Leckagevermeidung und gezielter Verwendung von Gebrauchtöl erreicht werden.

Die Verbrauchsentwicklung von Schmierfett in Abbildung 39 zeigt eine generell hohe Verbrauchsmenge in den letzten Jahren, sowie durch die gestiegenen Preise ständig steigende Kosten. Zusätzlich ist zu berücksichtigen, dass diese Mengen gleichzeitig Verunreinigungen der Anlagen im selben Ausmaß bedeuten. Diese können im schlimmsten Fall zu Papierbahnabrissen mit entsprechend hohen Folgekosten führen. Diese Abrisse entstehen dann, wenn Fetttropfen auf die sehr dünne und feuchte Papierbahn oder die Bespannungen fallen.

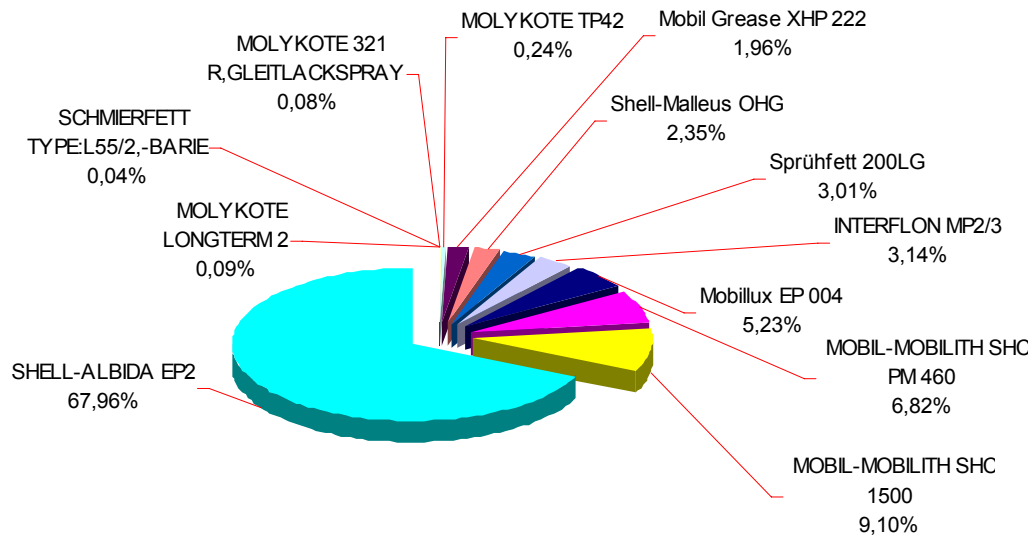
Abbildung 39: Schmierfettverbrauch im Zeitraum 2004 bis 2009



Bei Norske Skog Bruck sind sehr viele verschiedene Schmierfette im Einsatz. Bei der Auswertung der unterschiedlichen Typen wurde deutlich, dass der hauptsächliche Verbrauch bei der Type Shell Albida EP2 liegt (siehe Abbildung 40, Seite 60).

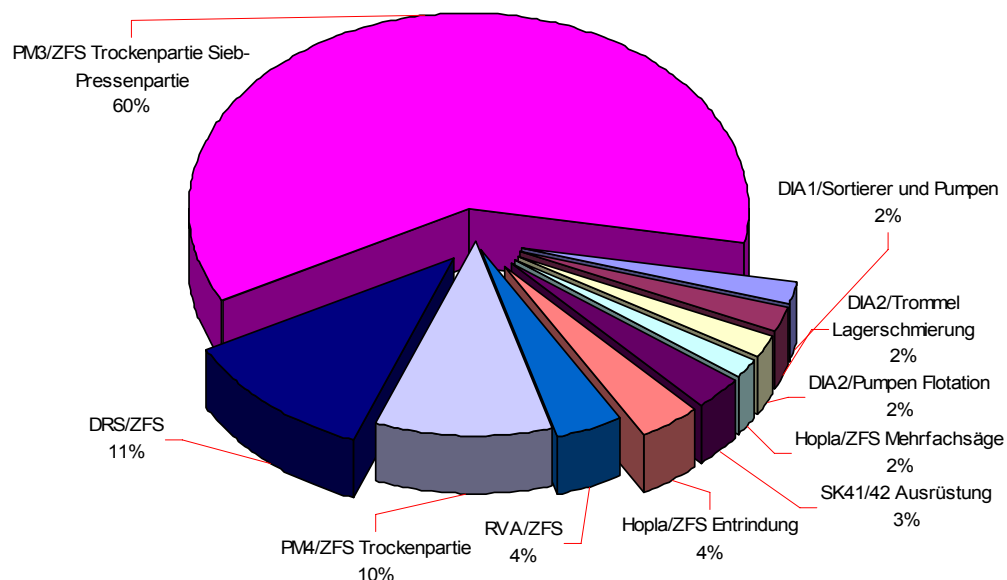
Abbildung 40: Aufteilung des Schmierfettverbrauch für Norske Skog Bruck

Aufteilung der Schmierfette nach Typ



Auf Grund dieser Auswertung wurde der Schwerpunkt der Betrachtung auf dieses Fett gelegt.

Abbildung 41 zeigt einen Überblick, in welche Bereiche sich die Verbräuche aufteilen. Daraus geht klar hervor, dass der Hauptverbraucher die Papiermaschine 3 ist, wo das Schmierfett in der Fett-Zentralschmierung für den Bereich der Sieb-Pressenpartie und in der Trockengruppe zum Einsatz kommt.

Abbildung 41: Aufteilung Fettsorte Shell Albida EP2 nach Verbraucher

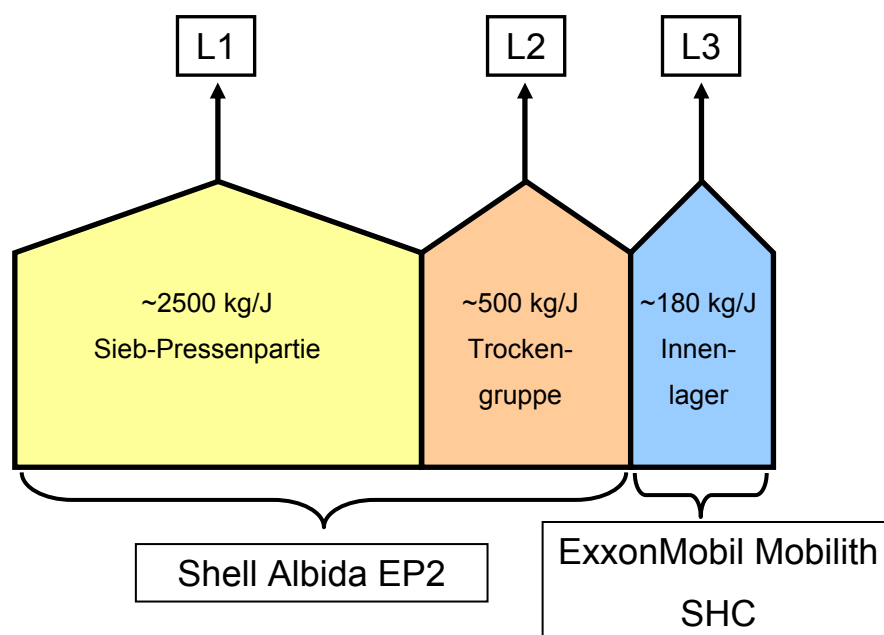
5.5. Fett-Zentralschmierung an der Papiermaschine

Das Fett-Zentralschmiersystem an der Papiermaschine 3 ist in einzelne Linien aufgeteilt und wird durch eine eigene Schmierzentrale gesteuert. Diese Steuerung gibt die Zyklen pro Tag sowie die Pump- und Pausenzeiten an. Die Verteilung erfolgt durch ein Zweileitungssystem, dass den erforderlichen Druck in den Leitungen durch einen Druckschalter am Ende der Hauptverteilerleitung überwacht. In weiterer Folge wird die Fettmenge über die Fettdosierer verteilt, so dass jedes Wälzlager und jede angeschlossene Schmierstelle die erforderliche Fettmenge erhält.

Wie in Abbildung 42 erfasst, erfolgt die Aufteilung in drei Linien, und diese werden mit zwei unterschiedlichen Schmierfetttypen betrieben. Auffällig dabei sind die sehr hohen Verbräuche im Bereich der Sieb- und Pressenpartie.

Die Regelung ist nur pro Linie steuerbar und macht damit die individuelle Einstellung pro Lagerstelle schwierig. Unterschiedliche Mengenerfordernisse bedingt durch Lagergrößen, Belastungen, Drehzahlen sowie unterschiedliche Umgebungsbedingungen wie Feuchtigkeit und Temperaturen können dann nur bedingt berücksichtigt werden. Dadurch sind für die Nachschmiermengen oft Kompromisse erforderlich.

Abbildung 42: Verteilung der Schmierstoffe in der Fett-Zentralschmieranlage

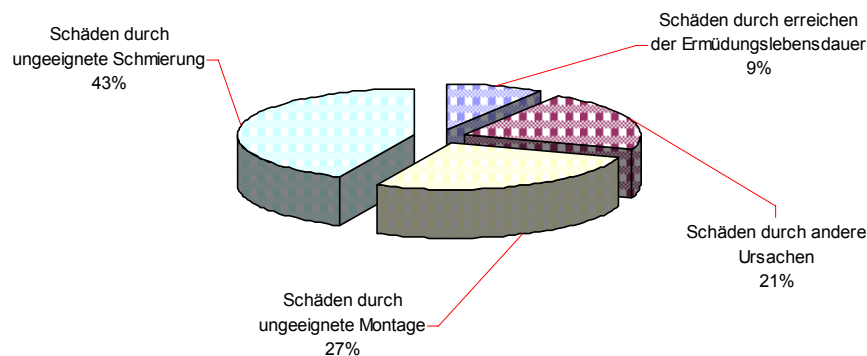


Der Walzenübersichtsplan der Papiermaschine 3, der sich im Anhang (Seite XVII) befindet, gibt einen Überblick über die Schmierstoffverbraucher.

5.6. Analyse von schmierungsbezogenen Schäden

Bereits in der Literatur ist beschrieben, dass Schmiermängel für den bedeutendsten Anteil an Wälzlagerschäden verantwortlich sind. Diese allgemeine Aussage ist in der Abbildung 43 grafisch dargestellt und unterteilt die Schadensursachen in 4 verschiedene Gruppen.

Abbildung 43: Allgemeine Ursachen für den Ausfall von Wälzlagern⁷⁰



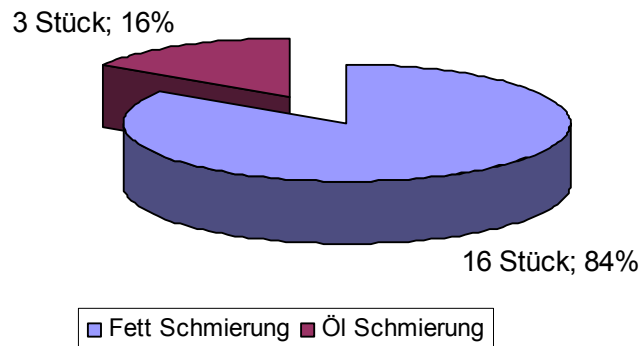
Bei der Papiermaschine 3 wird rund die Hälfte der Wälzlagerungen mit Öl, die andere Hälfte mit Fett geschmiert. Die Aufteilung der Schäden wurde so aufbereitet, dass nur die Schäden betrachtet werden die einen klaren Bezug zur Schmierung haben, und nicht die, bei denen eindeutig andere Einflüsse (Unwucht, Lagersitzprobleme) zu Wälzlagerschäden geführt haben.

Abbildung 44 (Seite 63) zeigt, dass der Großteil der hier betrachteten Wälzlagerschäden bei fettgeschmierten Wälzlagern auftritt.

⁷⁰ Vgl. Schmierfette, 2000, S.316

Abbildung 44: Aufteilung der Lagerschäden zwischen Öl und Fettschmierung

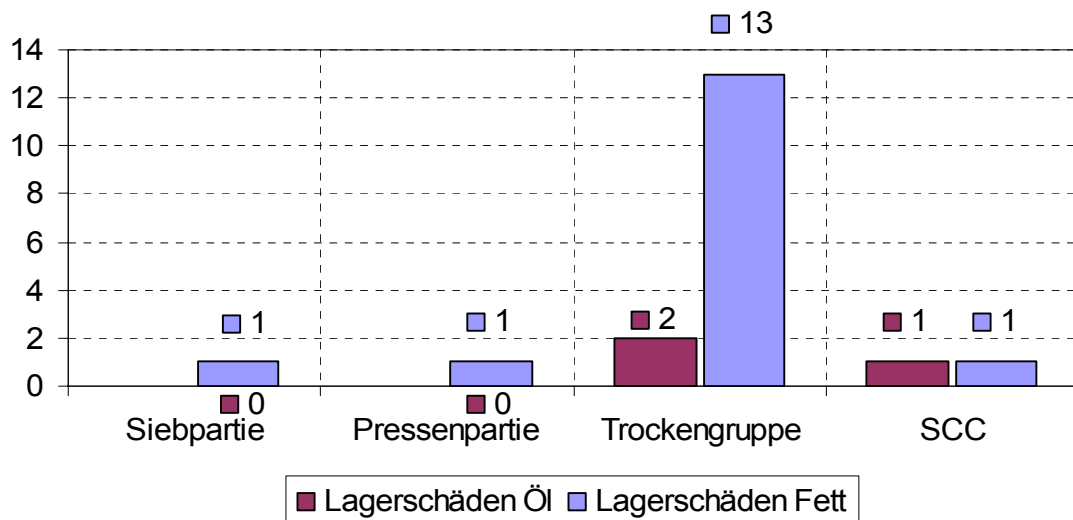
Aufteilung der Wälzlagerschäden der Walzen PM3
Zeitraum 3/07 - 3/09



Die nächste Grafik Abbildung 45 zeigt einen eindeutigen Schwerpunkt der Schäden in der Trockengruppe.

Abbildung 45: Lagerschäden bei der Papiermaschine 3 nach Betriebsbereichen

Wälzlagerschäden an den Walzen der PM3 im
Zeitraum 3/07 bis 3/09



Da die Trockengruppe je zur Hälfte aus öl- bzw. fettgeschmierten Wälzlagerungen besteht, kann eindeutig behauptet werden, dass der Anteil der Schäden an fettgeschmierten Wälzlagerungen stark überwiegt. Außerdem zeigt sich bei vielen Wälzlageren in der Trockengruppe ein „Ausbluten“ des Schmierfettes wie in nachfolgender Abbildung ersichtlich.

Abbildung 46: Ausbluten bei der Lagerung Leitwalze mit Shell Albida EP2

Um dieser Tatsache Rechnung zu tragen, liegt der Fokus auf der Trockengruppe sowie deren Schmierstoffversorgung. Aus Gründen einer möglichen Schmierstoffmengenoptimierung wird auch die Sieb- und Pressenpartie berücksichtigt.

5.7. Lagerberechnung und Auslegung für eine Papiermaschine

Eine Grundlage für die Auslegung von Pendelrollenlagern(95 % aller Lager der hier betrachteten Papiermaschinen) ist, dass die Mindestbelastung $\frac{P}{C} \times 100 = [\%] > 2 \%$ sein muss. Bei Unterbelastung kommt es zu Schmiermangel durch „Anschmiegen“⁷¹ der Wälzkörper, und in weiterer Folge zu Lagerschäden. Außerdem gilt, um die Dauerfestigkeit eines Pendelrollenlagers zu erreichen, dass die Höchstbelastung von 10 % nicht überschritten wird. Anderenfalls reduziert sich die Lebensdauer des Wälzlagers.⁷²

Wegen der Probleme mit den Wälzlagerschäden in der Trockengruppe, sowie den hohen Verbrauch an Fettschmierstoff in der Sieb-Pressenpartie, werden je eine Lagerstelle in der Trockengruppe und eine Lagerstelle in der Pressenpartie weiteren Berechnungen unterzogen.

⁷¹ Anschmiegen bezeichnet man als abbremesen und beschleunigen beim Durchgang des Wälzkörper durch die Lastzone.

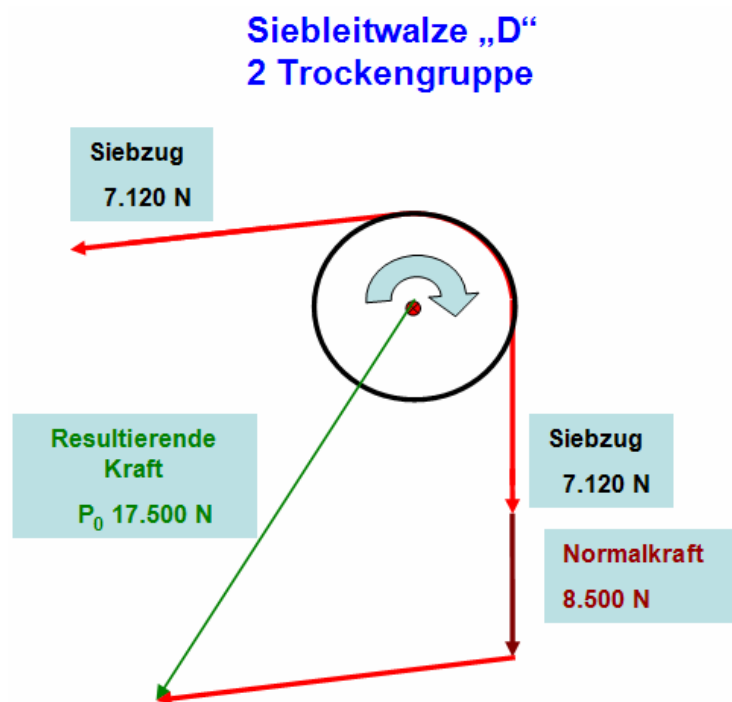
⁷² Quelle: FAG, Wälzlager Hauptkatalog, Schäffler KG, 2006, S.517

5.7.1. Fallbeispiel Siebleitwalze „D“ Trockengruppe

Diese Walze ist in der 2. Trockengruppe oben (siehe Anhang Walzenübersichtsplan der Papiermaschine, Seite XVII) am technischen Platz BR-2-PM03-DS1-CO1-0004-0019 im Einsatz. Für die Belastung der Wälzlager spielen folgende Betriebsbedingungen eine Rolle: Die momentane Papiermaschinengeschwindigkeit liegt bei 1150 m/min. Das ergibt über den Umfang der Leitwalze (1117,15 mm) eine Lagerdrehzahl von 1285 min^{-1} ; Eigengewicht der Lager und der Walze 8.500 N; Umgebungstemperatur von ca. 55°C ; relative Luftfeuchte von 42 %; und Siebzug 2,5 N/mm.

Die Lagerung der Leitwalze ist mit einem Pendelrollenlager der Type 22318E C3 ausgeführt ($d=90$; $D=190$)

Abbildung 47: Lagerbelastung Siebleitwalze „D“ 2. TG oben



5.7.1.1. Lebensdauerberechnung nach FAG & SKF⁷³

↳ Nominelle Lebensdauer

$$L_h = \frac{16666}{n} \times \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$L_h = \frac{16666}{1285} \times \left(\frac{610000}{18500} \right)^{\frac{10}{3}} = 1.473.691 \text{ h}$$

L_h = nominelle Lebensdauer [h]

C = dynamische Lagertragzahl [N]

P = dynamische äquivalente Lagerbelastung [N]

p = Lebensdauerexponent (für Nadel- und Rollenlager: $p = 10/3$, für Kugellager: $p = 3$)

F_r = Radialkraft [N]

F_a = Axialkraft [N]

$$P = X \times F_r + Y \times F_a \quad P = 17500 + 1000 = 18500 \text{ [N]}$$

↳ Erreichbare Lebensdauer

L_{hna} = Erreichbare Lebensdauer [h]

a_1 = Tabellenwert der Erlebenswahrscheinlichkeit Normalfall 1 (siehe Tabelle 7, Seite 32)

a_{23} = Produkt aus Basiswert a_{23II} und Sauberkeitsfaktor s

Die rechnerische Ermittlung von a_{23II} geht davon aus, dass zuerst der K- Wert ($K = K_1 + K_2$) ermittelt wird, und danach kann man mit dem Viskositätsverhältnis (κ) (siehe Abbildung 48, Seite 67) und der normalen Sauberkeit den Basiswert a_{23II} ablesen.

$$L_{hna} = a_1 \times a_{23} \times L_h$$

⁷³ siehe Theorieteil Kapitel 3.6.4

Abbildung 48: Betriebsviskosität- und Viskositätsindexberechnung mit Shell Albida PPS2, Lager 22318E⁷⁴

Viskositätsberechnung

Erforderliche Viskosität bei Betriebstemperatur		Viskosität bei Betriebstemperatur eines bekannten Schmierstoffs	
Lager	21318 E	<input type="radio"/> bei Viskositätsindex VI = 65 <input checked="" type="radio"/> bei zwei bekannten Viskosität-/Temperatur-Punkten	
d, mm	90	Temperatur, °C	Viskosität, mm²/s
D, mm	190	40	220
n, min⁻¹	1285	100	19
Betriebstemperatur, °C	120	Betriebstemperatur, °C	
Viskositäts- Bezugstemperatur, °C	40	120	Berechne
Berechne			
Erforderliche- Mindestviskosität v_1 , mm²/s		Betriebsviskosität, mm²/s	
10,6		11,4	
Erforderliche Viskosität für Schmierstoffe mit Viskositätsindex VI = 65 bei Bezugstemperatur damit $\kappa = 1$		Das Rechenergebnis wird für andere Berechnungsverfahren gespeichert	
192,6		Viskositätsverhältnis $\kappa = v/v_1$	
		1,1	

Das Belastungsverhältnis (f_{s*}) muss ermittelt werden damit man den K-Wert bestimmen kann.

$$f_{s*} = \frac{C}{P} \quad f_{s*} = \frac{610000}{18500} = 32,97 \text{ auf Grund der Skalierung (siehe Abbildung$$

24, Seite 35), die mit 12 endet, wird der höchste Wert angenommen (12). Das ergibt bei einem Pendelrollenlager $K_1 = 1$

Der K_2 -Wert ist danach aus der Abbildung 25 (Seite 35) zu entnehmen. $K_2 = 0$

Damit ergibt sich ein Wert für $K = 1$ ($K = K_1 + K_2 \rightarrow K = 1 + 0 = 1$)

Damit kann man aus der Abbildung 23 (Seite 34), Viskositätsverhältnis 1,1 und dem Wert $K = 1$ den Faktor $a_{23II} = 0,7$ bestimmen.

Die Skalierung des Sauberkeitsfaktor (siehe Abbildung 26, Seite 36) ist mit dem Höchstwert 20 angeführt, und somit gilt d.h. $a_{23II} = a_{23}$

$$L_{hna} = a_1 \times a_{23} \times L_h$$

$$L_{hna} = 1 \times 0,7 \times 1473691 = 1.031.583 \text{ h}$$

⁷⁴ Nach Berechnungsprogramm SKF Interactives Engineering Catalogue, Version 1.3

Das ergibt einen Zeitraum von 117 Jahren Laufzeit bei einem Durchfahrbetrieb. Was noch berücksichtigt werden muss, ist die Mindestbelastung bzw. Maximalbelastung für Dauerfestigkeit, die für Pendelrollenlager zwischen 2 bis 10 % liegen soll.

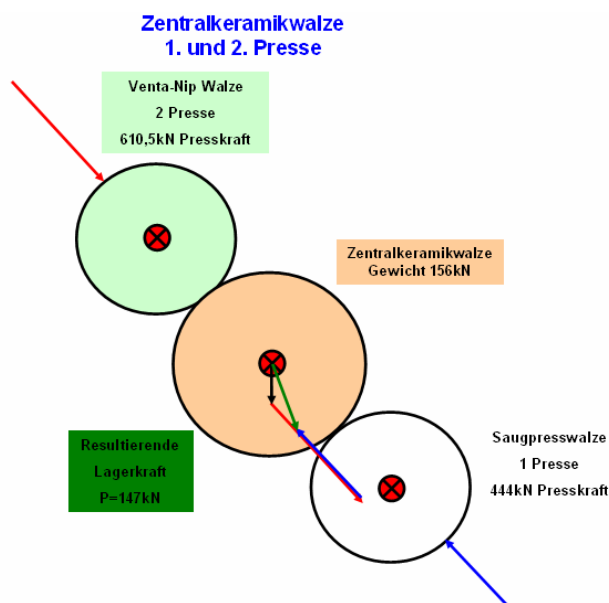
$$\frac{P}{C} \times 100 = [\%] \qquad \frac{18500}{610000} \times 100 = 3 \%$$

Damit kann behauptet werden, dass die Belastung des Lagers, im zulässigen Bereich liegt (siehe 5.7, Seite 64).

5.7.2. Fallbeispiel Zentralkeramikwalze Pressenpartie

Die Walze ist in der Pressenpartie (siehe Walzenübersichtsplan der Papiermaschine im Anhang Seite XVII, unter dem technischen Platz BR-2-PM03-DS1-CO1-0014) eingebaut. Die Wälzlager werden durch die Presskraft belastet. In dieser ist die Eigengewichtskomponente der Walzen berücksichtigt. Als weitere Betriebsbedingungen müssen berücksichtigt werden: Die Papiermaschinengeschwindigkeit wird gleich wie in der ersten Berechnung mit 1150 m / min angenommen. Damit ergibt sich dann über den Umfang der Walze (3525,7 mm) eine Lagerdrehzahl von 375,1 min⁻¹; Eigengewicht der Walze und der Lager von 15.600 kg; Umgebungstemperaturen von ca. 30 °C und eine relative Luftfeuchte von 65 %. Die Lagerung der Walze ist mit einem Pendelrollenlager der Type 24076CCK/W33 ausgeführt.

Abbildung 49: Lagerbelastung Zentralkeramikwalze



5.7.2.1. Lebensdauerberechnung nach FAG & SKF⁷⁵

↳ Nominelle Lebensdauer wird gleich wie im Kapitel 5.7.1.1 berechnet.

$$L_h = \frac{16666}{n} \times \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$L_h = \frac{16666}{375,1} \times \left(\frac{3350000}{149.000} \right)^{\frac{10}{3}} = 1.410.474 \text{ h}$$

$$P = X \times F_r + Y \times F_a \quad P = 147.000 + 2000 = 149.000 \text{ [N]}$$

↳ Erreichbare Lebensdauer

L_{hna} = Erreichbare Lebensdauer [h]

a_1 = Tabellenwert der Erlebenswahrscheinlichkeit Normalfall 1 (siehe Tabelle 7, Seite 32)

a_{23} = ist das Produkt aus dem Basiswert a_{23II} und dem Sauberkeitsfaktor s

Die rechnerische Ermittlung des a_{23II} geht davon aus, dass zuerst der K-Wert ($K = K_1 + K_2$) ermittelt wird. Danach kann man mit dem Viskositätsverhältnis (κ) (siehe Abbildung 50, Seite 70) den Basiswert a_{23II} ablesen.

$$L_{hna} = a_1 \times a_{23} \times L_h$$

⁷⁵ siehe Theorieteil Kapitel 3.6.4

Abbildung 50: Betriebsviskosität- und Viskositätsindexberechnung mit Shell Albida EP2, Lager 24076CCK/W33⁷⁶

Viskositätsberechnung

Erforderliche Viskosität bei Betriebstemperatur

Lager: 24076 CCK30/W33

d, mm: 390

D, mm: 590

n, min⁻¹: 375

Betriebstemperatur, °C: 95

Viskositäts-Bezugstemperatur, °C: 40

Berechne

Erforderliche Mindestviskosität v_1 , mm²/s: 14,9

Erforderliche Viskosität für Schmierstoffe mit Viskositätsindex VI = 85 bei Bezugstemperatur damit $\kappa = 1$: 124

Viskosität bei Betriebstemperatur eines bekannten Schmierstoffs

☐ bei Viskositätsindex VI = 85

☒ bei zwei bekannten Viskosität-/Temperatur-Punkten

Temperatur, °C	Viskosität, mm ² /s
40	220
100	19

Betriebstemperatur, °C: 95

Berechne

Betriebsviskosität, mm²/s: 22

Das Rechenergebnis wird für andere Berechnungsverfahren gespeichert.

Viskositätsverhältnis $\kappa = v/v_1$: 1,5

Damit man den K-Wert ermitteln kann, muss das Belastungsverhältnis (f_{s*}) bestimmt werden.

$$f_{s*} = \frac{C}{P} \quad f_{s*} = \frac{3.350.000}{82.000} = 22,48 \text{ auf Grund der Skalierung (siehe Abbildung 24, Seite 35 die mit 12 endet wird der höchste Wert angenommen (12). Das ergibt bei einem Pendelrollenlager } K_1 = 1$$

K_2 -Wert = 0 (aus Abbildung 25, Seite 35)

Damit ergibt sich $K = 1$ ($K = K_1 + K_2 \rightarrow K = 1 + 0 = 1$)

$a_{23II} = 0,7$ = (aus Abbildung 23 mit Kappa 1,5)

Die Skalierung des Sauberkeitsfaktor (siehe Abbildung 26 Seite 36) ist mit dem Höchstwert 20 angeführt und somit gilt d.h. $a_{23II} = a_{23}$

Die Skalierung des Sauberkeitsfaktor (siehe Abbildung 26 Seite 36) ist mit dem Höchstwert 20 angeführt und somit gilt d.h. $a_{23II} = a_{23}$

$$L_{hna} = a_1 \times a_{23} \times L_h$$

$$L_{hna} = 1 \times 0,7 \times 1.410.474 = 987.331,8 \text{ h}$$

Das ergibt einen Zeitraum von 112 Jahren Laufzeit bei einem Durchfahrbetrieb.

Prüfung der Mindestbelastung (laut FAG) für Pendelrollenlager $\frac{P}{C} \times 100 = [\%]$

$$\frac{149.000}{3350000} \times 100 = 4,4 \% \rightarrow \text{zulässig wie im Abschnitt 5.7 beschrieben.}$$

⁷⁶ Nach Berechnungsprogramm SKF Interactives Engineering Catalogue, Version 1.3

5.8. Schmierfettauswahl und Festlegung der Dosiermengen

Basierend auf den errechneten Daten der Lagerbelastungen und den Dimensionen der Wälzlager, wird die Eignung des momentan verwendeten Schmierfettes Shell Albida EP2 kontrolliert. Grundlage der Auswahl siehe Kapitel Schmierung von Wälzlager (Kap. 3.6, Seite 23).

5.8.1. Überprüfung des Schmierfettes auf Eignung

Für die Überprüfung wird die Siebleitwalze „D“ in der zweiten Trockengruppe und die Zentralkeramikwalze in der Pressenpartie herangezogen.

Siebleitwalze „D“, 2. Trockengruppe oben

↳ Lager 22318 E C3 $d_m = 140 \text{ mm}$

↳ $N = 1285 \text{ min}^{-1}$

↳ $k_a = 2$ (Pendelrollenlager, Werte aus Abbildung 18)

$$k_a \times n \times d_m \quad 2 \times 1285 \times 140 = 359.800 \text{ [min}^{-1} \times \text{mm]}$$

$$\frac{P}{C} \quad \frac{18500}{610000} = 0,03033$$

Zentralkeramikwalze 1. und 2. Presse

↳ Lager 24076CCK/W33 $d_m = 470 \text{ mm}$

↳ $N = 375 \text{ min}^{-1}$

↳ $k_a = 2$ (Pendelrollenlager Werte aus)

$$k_a \times n \times d_m \quad 2 \times 375 \times 470 = 352.500 \text{ [min}^{-1} \times \text{mm]}$$

$$\frac{P}{C} \quad \frac{149.000}{3350000} = 0,0445$$

Auf Grund der Überprüfung des maximalen Drehzahlkennwertes (siehe Tabelle 17 für Lithiumkomplexseifenfette mit Mineralölbasis im Anhang, Seite IX) für Shell Albida EP2 kann man deutlich erkennen, dass es zu einer Überschreitung der zulässigen Werte kommt.

Nach der groben Schmierstoffauswahl nach FAG (siehe Abbildung 18 Seite 25) ist das Schmierfett zwar noch im Normalbereich anzusiedeln, befindet sich aber im Grenzbereich für hohe Drehzahlen.

5.8.2. Rechnerische Ermittlung der Nachschmiermenge und Fettgebrauchsdauer

Anhand der beiden Walzen werden Nachschmiermenge und Fettgebrauchsdauer ermittelt.

5.8.2.1. Nachschmiermenge Siebleitwalze D

m_1 = wöchentliche Nachschmiermengen

$$m_1 = D \times B \times a = [g] \quad m_1 = 190 \times 64 \times 0,002 = 24,32 [g]$$

↪ Lager 22318 E C3

↪ $D = 190 \text{ mm}$

↪ $B = 64 \text{ mm}$

↪ $a = 0,002$ (siehe Tabelle 6, Seite 30)

Wenn man diese Menge auf einen Tag rückrechnet, würde das $24,32 / 7 = 3,47 \text{ g}$ für die tägliche Nachschmiermenge bedeuten.

5.8.2.2. Fettgebrauchsdauer Siebleitwalze D

Für normale Betriebs- und Umgebungsbedingungen:

$$k_f \times n \times d_m \quad 8 \times 1285 \times 140 = 1439,2 \times 10^3 [\text{min}^{-1} \times \text{mm}]$$

↪ Lager 22318 E C3 $d_m = 140 \text{ mm}$

↪ $n = 1285 \text{ min}^{-1}$

↪ $k_f = 8$ (Pendelrollenlager, Werte aus Abbildung 20)

Aus Abbildung 20 (Seite 27) ergibt sich für die Fettgebrauchsdauer t_f , ein Bereich von 600 bis 1000 Stunden. Für die weitere Berechnung wird der Mittelwert herangezogen. Da sich diese Lagerstelle in einem hohen Temperaturbereich befindet, ist die Schmierfrist wie folgt abzuändern:

$$t_{fq} = f_3 \times t_f \quad t_{fq} = 0,1 \times 800 = 80 h$$

↪ $f_3 = 0,1$ (siehe Abbildung 21, Seite 29)

Der freie Innenraum eines Lagers lässt sich nach FAG über das Gewicht und das Volumen des Lagers abschätzen. Die folgende Formel berücksichtigt allerdings nicht unterschiedliche Käfigmaterialien und -konstruktionen.

$$V \approx \pi / 4 \times B \times (D^2 - d^2) \times 10^{-9} - G / 7800 = [m^3]$$

$$V \approx \pi / 4 \times 64 \times (190^2 - 90^2) \times 10^{-9} - 8,51 / 7800 = 0,000316 [m^3] = 0,316 \text{ Liter} \sim 28,44 \text{ g}$$

$$\hookrightarrow d = 90 \text{ mm}$$

$$\hookrightarrow D = 190 \text{ mm}$$

$$\hookrightarrow B = 64 \text{ mm}$$

$$\hookrightarrow G = \text{Lagergewicht } 8,51 \text{ kg}$$

Somit erfolgt etwa alle 8,2 Tage oder alle 196,8 Stunden ein kompletter Austausch des Schmierfettes im Wälzlager. Damit ist die Dosiermenge von 3,47 g deutlich zu niedrig im Vergleich zur Fettgebrauchsdauer.

5.8.2.3. Nachschmiermenge Zentralkeramikwalze 1. und 2. Presse

m_1 = wöchentliche Nachschmiermengen

$$m_1 = D \times B \times a \qquad m_1 = 560 \times 180 \times 0,002 = 201,6 \text{ [g]}$$

$$\hookrightarrow \text{Lager 24076CCK/W33}$$

$$\hookrightarrow D = 560 \text{ mm}$$

$$\hookrightarrow B = 180 \text{ mm}$$

$$\hookrightarrow a = 0,002 \text{ (siehe Tabelle 6, Seite 30)}$$

Wenn man diese Menge auf einen Tag rückrechnet, würde das 201,6 / 7 = 28,8 g für die tägliche Nachschmiermenge bedeuten.

Der Freiraum des Lagers [V] wird nach der Formel berechnet:

$$V \approx \pi / 4 \times B \times (D^2 - d^2) \times 10^{-9} - G / 7800 = [m^3]$$

$$V \approx \pi / 4 \times 180 \times (560^2 - 380^2) \times 10^{-9} - 155 / 7800 = 0,004048 [m^3] = 4,048 \text{ Liter} \sim 36,46 \text{ g}$$

- ↪ $d = 380 \text{ mm}$
- ↪ $D = 560 \text{ mm}$
- ↪ $B = 180 \text{ mm}$
- ↪ $G = \text{Lagergewicht } 155 \text{ kg}$

5.8.2.4. Fettgebrauchsdauer Zentralkeramikwalze 1. und 2. Presse

Für normale Betriebs- und Umgebungsbedingungen:

$$k_f \times n \times d_m \quad 8 \times 375 \times 470 = 1410 \times 10^3 [\text{min}^{-1} \times \text{mm}]$$

- ↪ Lager 24076CCK/W33 $d_m = 470 \text{ mm}$
- ↪ $n = 375 \text{ min}^{-1}$
- ↪ $k_f = 8$ (Pendelrollenlager, Werte aus Abbildung 20, Seite 27)

Fettgebrauchsdauer $t_f = 600$ bis 1000 h . Daraus der Mittelwert liegt bei 800 h . Da die Temperatur im Bereich zwischen 75 bis 95 °C liegt, ist die Schmierfrist wie folgt zu ändern:

$$t_{fq} = f_3 \times t_f \quad t_{fq} = 0,5 \times 800 = 400 \text{ h}$$

- ↪ $f_3 = 0,5$ (Werte siehe Abbildung 21)

Damit erfolgt etwa alle $1,3$ Tage ein kompletter Austausch des Schmierstoffes im Wälzlager. Das zeigt, dass die Dosiermenge viel zu hoch im Gegensatz zur Fettgebrauchsdauer ist.

5.8.3. Praktische Ermittlung der Dosiermenge

Wie weit die theoretische Berechnung der Dosiermenge mit den praktischen Werten übereinstimmt, wird der Nachweis über die Schwingungsmessung zeigen.

Bei Norske Skog Bruck wird durch Schwingungsmessung versucht ein Optimum der Dosiermenge zu bestimmen.

5.8.3.1. Siebleitwalze D 2. Trockengruppe oben

Auf Grund der Lagerschäden, hohen Temperaturen und Ausbluten des Schmierfettes wurde ein Versuch durchgeführt, die ursprüngliche Fettsorte Shell Albida EP2 auf das Fett Shell Albida PPS umzustellen. Bei diesem Versuch wurden die Schwingwerte der Lager sowohl mit der alten Schmierfettsorte und den bestehenden Mengen, als auch mit der neuen Fettsorte Shell Albida PPS mit reduzierten Dosiermengen durchgeführt.

Kurzbeschreibung der wesentlichen Unterschiede dieser Fette

Das Schmierfett, das bei Norske Skog Bruck bis jetzt im Bereich der Trockengruppe zu Einsatz kam, ist ein Shell Albida EP2 mit einer Grundölviskosität von ISO VG 220. Es handelt sich dabei um ein Schmierfett mit Lithiumkomplexeifenverdicker und mineralischem Grundöl.

Durch die NLGI Klasse 2, kann es für Zentralschmieranlagen verwendet werden. Im Vergleich dazu wird als Versuch ein ähnliches Schmierfett der Type Shell Albida PPS ISO VG 220 eingesetzt. Dieses hat auch einen Lithiumkomplex- Verdicker, aber das Grundöl ist ein Polyalphaolefine (PAO).

Der Vorteil, wie schon im theoretischen Teil beschrieben, liegt in der höheren Temperaturbeständigkeit des Grundöles, und einer höheren Viskosität bei Betriebstemperatur die sich bei der Bildung des Schmierfilms positiv bemerkbar machen sollte. Die NLGI Klasse und Grundölklasse (ISO VG) wurde wieder gleich gewählt, da die Dosierung über einer Fett-Zentralschmieranlage erfolgt.

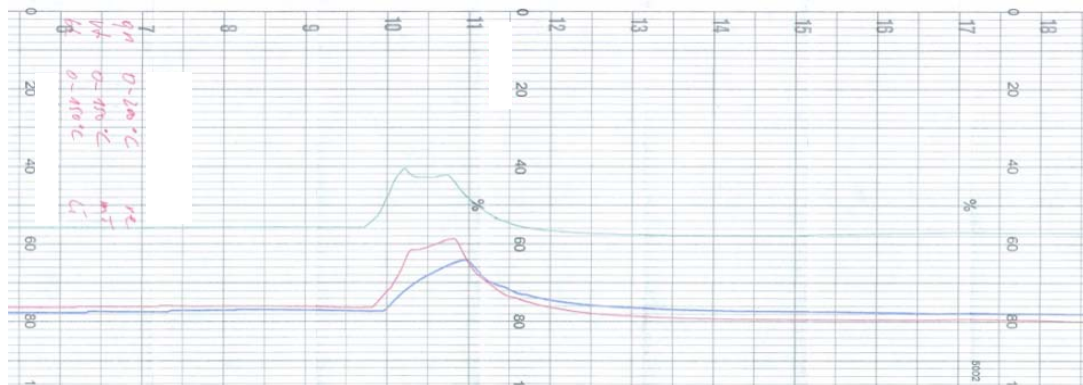
Die grundsätzliche Eignung für den Einsatz in einer Fett-Zentralschmieranlage wurde vom Schmierstoffhersteller bestätigt.

Abbildung 51: Gegenüberstellung Schmierfett Shell Albida PPS und Shell Albida EP2⁷⁷

Typische Kennwerte	Einheit	Norm DIN	Shell Albida PPS	Shell Albida EP2
Dickungsmittel	--	--	Lithium-Komplex	Lithium-Komplex
Grundöl	--	--	PAO	Mineralöl
Gebrauchs-temperaturbereich	°C	51502	KP 2 N-40 -40 bis +150 (kurzzeitig 180 °C)	-15 bis +150
Walkpenetration	0,1 mm	2137	265-295	265-295
NLGI Klasse		51818	2	2
Ölabscheidung (7d/40°C)	Gew. %	51817	3,0	3,5
Wasserbeständigkeit bei 90°C	Stufe	51807-1	1	1
Auswaschen durch Wasser (1h bei 79°C)	Gew. %		3	2,5
Tropfpunkt	°C	2176	>240	250
Basisöl, kinem. Viskosität bei 40°C mm²/s bei 100°C mm²/s	mm²/s	51562-1	220 26	220 19

Mit dieser Fettumstellung wurde auch gezeigt, ob die theoretische Ermittlung der Dosiermenge von 3,47 g pro Tag bzw. 24,32 g pro Woche mit der eingestellten Menge der Siebleitwalze D-Walze (5 g pro 24 h) vergleichbar ist bzw. optimiert werden kann.

Bei der praktischen Ermittlung der Schmiermengen wurde die Dosiermenge kontinuierlich von 5 g / 24 h Ausgangsmenge auf 2,5 g / 24 h reduziert. Der Verlauf der Temperatur ist durch die Umstellung (auf Grund der Walkarbeit und höheren Steifigkeit, siehe Abbildung 46 Seite 64 und Abbildung 55 Seite 78) von 114 °C auf 120 °C leicht angestiegen, das aber laut Schmierstoffhersteller zu keinen Problemen führt.

Abbildung 52: Temperaturverlauf Leitwalze TG

⁷⁷ Quelle: Shell Austria GmbH, Shell Deutschland Schmierstoff GmbH, Datenblätter, 18.02.05, 04.02.04

Trotz geringerer Menge hat sich aber eine deutliche Amplitudenänderung der Schwingwerte ergeben (siehe nachfolgende Abbildungen).

Diese niedrigeren Messwerte lassen Rückschlüsse auf eine bessere Schmierfilmbildung zu, weshalb auch eine Erhöhung der Lebensdauer zu erwarten ist.

Abbildung 53: Trend für Lagerwerte Leitwalze TG (Hüllkurve) SKF Meßsystem

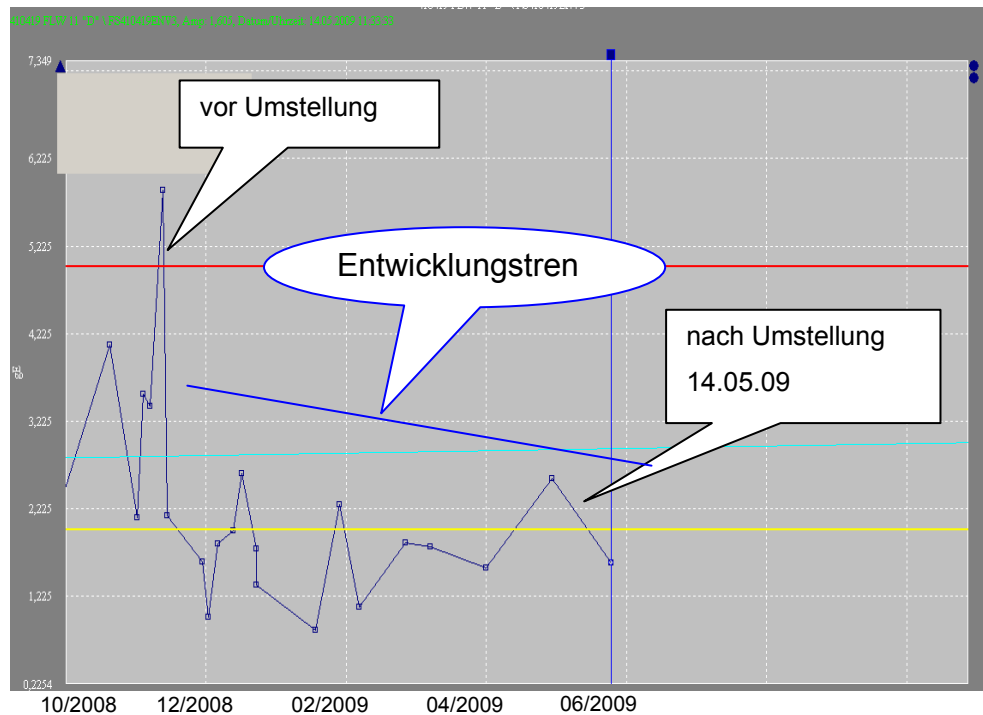
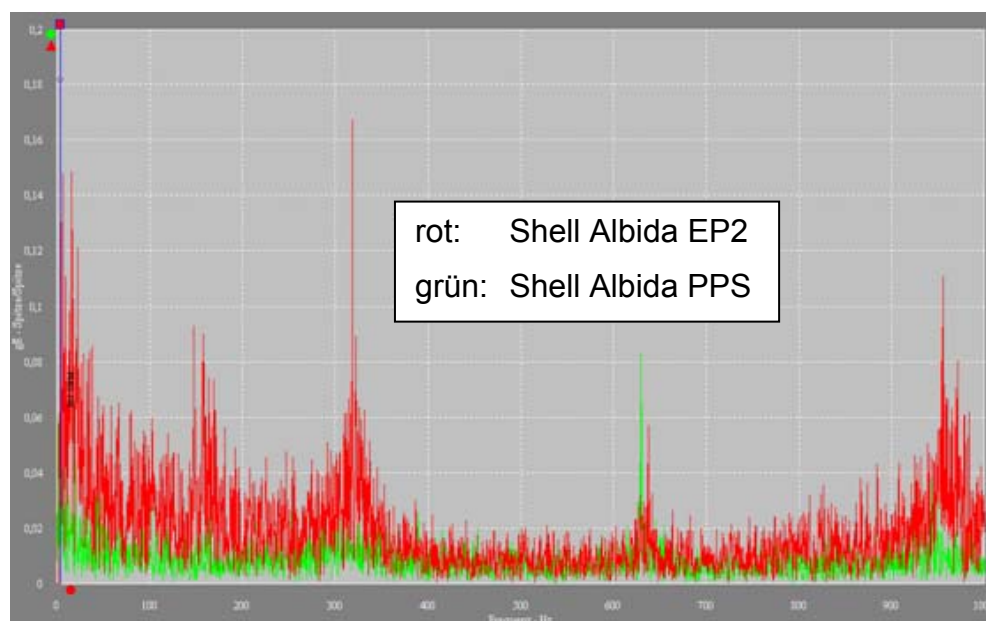


Abbildung 54: Dämpfungsspektrum der Hüllkurve Leitwalze TG



Als weitere Positiver Indikator zeigt sich auch, dass das „Ausbluten“ wie beim früheren Schmierfett mit dem neuen synthetischem nicht mehr vorhanden ist (siehe nachfolgende Abbildung).

Abbildung 55: Schmierfett Shell Albida PPS (ca. 1 Monat Laufzeit)⁷⁸

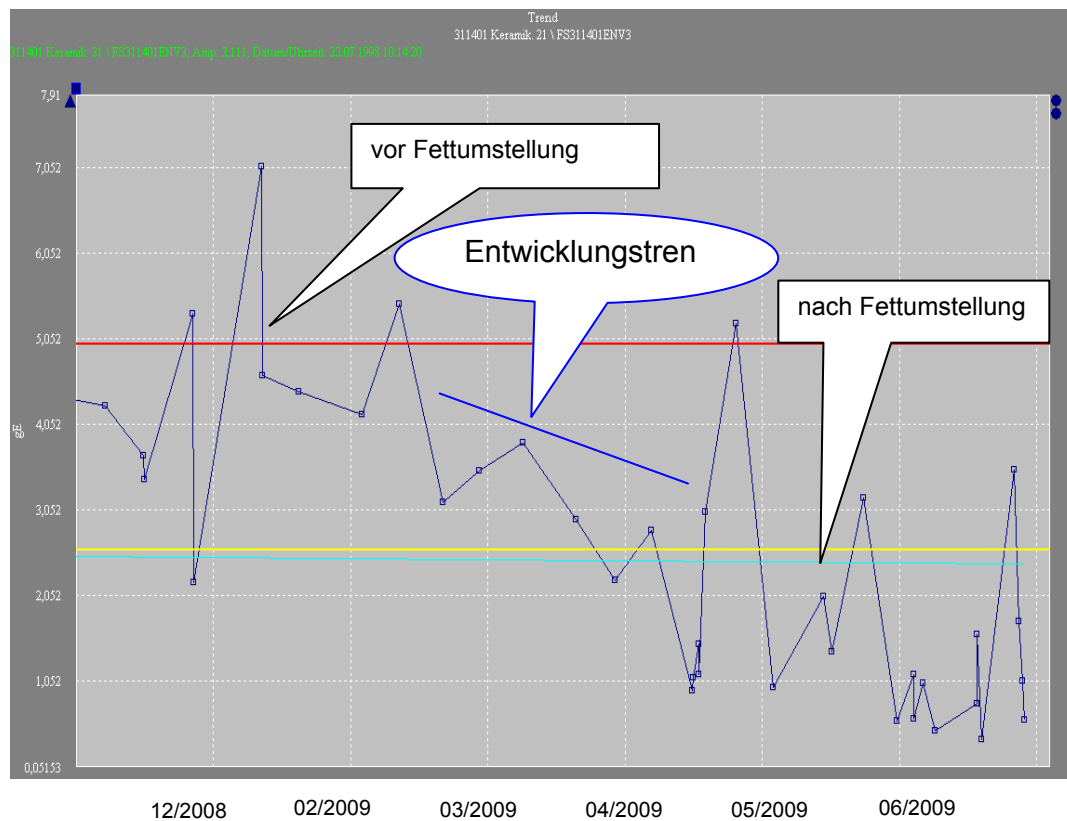
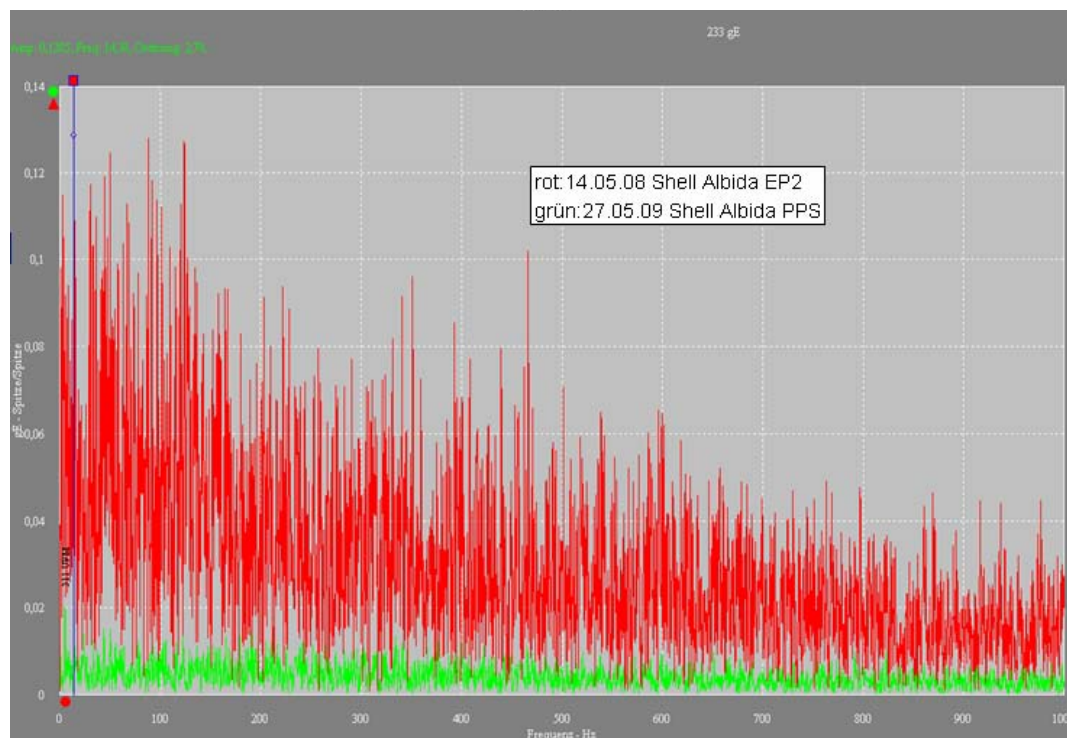


Da die Entwicklung der Lagerfrequenzen in der Trockengruppe so positiv war, fiel die Entscheidung, dass der gesamte Bereich der Sieb-Pressenpartie und der Trockengruppe auf die neue Schmierfetttype umgestellt wird. Eine Vereinzelung der Linie 1 (Sieb-Pressenpartie) und Linie 2 (Trockengruppe) ist ohne Umbau der Fett-Zentralschmieranlage nicht möglich (siehe im Anhang Abbildung 68, Seite XVI).

5.8.3.2. Zentralkeramikwalze 1. und 2. Presse

Im Zuge der Umstellung des Schmierfettes für die Linie 1 und Linie 2 wurde auch bei der Zentralkeramikwalze die eingestellte Dosiermenge von 220 g / 24 h auf 39,2 g / 24 h reduziert. Dabei ist die gleiche Entwicklung, wie in der Trockengruppe zu erkennen. Mit einer geringeren Dosiermenge kann man die Schwingungsamplitude deutlich senken. Bei diesem Versuch konnten 85 % des Schmierstoffes reduziert werden.

⁷⁸ Vgl. Auch dazu Abbildung 46 Ausbluten bei der Lagerung Leitwalze mit Shell Albida EP2, Seite 64

Abbildung 56: Trend für Lagerwerte Zentralkeramikwalze (Hüllkurve) SKF Meßsystem**Abbildung 57: Dämpfungsspektrum der Hüllkurve Keramikwalze**

Es zeigt sich, dass die Schwingungsamplitude und Schmiermengen durch den Einsatz von Shell Albida PPS deutlich reduziert werden konnten.

Durch die begleitende Kontrolle mittels Schwingungsmessung kann man die Trendentwicklung gut nachvollziehen.

Die weitere Entwicklung der eingeleiteten Änderungen wird in den folgenden Monaten verfolgt und gegebenenfalls mit Versuchen verifiziert.

6. Lösungsvorschläge und Umsetzungen

Auf Grund der Analysen, sowie der theoretischen Betrachtungen, verbunden mit Versuchen und deren Verifizierung durch begleitende Schwingungsmessung, werden folgende Lösungsvorschläge generiert. Die Maßnahmen 6.1 bis 6.3 beziehen sich auf grundlegende Maßnahmen, die für einen besseren Überblick über die Fettschmiersysteme erforderlich sind. Die nachfolgenden Vorschläge 6.4 bis 6.9 beziehen sich auf konkrete Verbesserungsmaßnahmen.

6.1. Dokumentation der Fett-Zentralschmieranlage

Um die Fettschmierung optimieren zu können, war es notwendig, eine Dokumentation der Fett-Zentralschmieranlage zu erstellen. Dabei mussten die Steuersignale, Ventile, Pumpen und Leitungsverbindungen dargestellt werden. Dies wurde auf Grund der hohen Priorität sofort umgesetzt. Siehe Abbildung 68: Layout alte Fett Zentralschmierung, (siehe Anhang, Seite XVI).

6.2. Funktionskontrolle der Fett-Zentralschmieranlage

Die Funktionskontrolle der Fettzentralschmieranlage wird anhand von Wartungsplänen in einem Zeitabstand von 14 bzw. 35 Tagen durchgeführt aber es gab keine genauen Anweisungen darüber, worauf man im Detail achten muss. Darum wird eine Arbeitsanweisung erstellt, in der man in einer standardisierten Vorgangsweise den genauen Ablauf der zu kontrollierenden Punkte schriftlich festlegt. Diese Anweisung ist dann für jeden fachkundigen Mitarbeiter zugänglich und sollte bei Problemen als Hilfestellung dienen.

6.3. Dokumentation der Dosierstellen und –mengen im SAP

Eine Dokumentation der Dosierstellen ist notwendig um eine Optimierung der Dosiermengen durchführen zu können. Bei Norske Skog ist SAP als zentrales Instandhaltungsplanungssystem in Verwendung. Deshalb wird auch versucht,

die Dokumentation der komplexen Verteilungsstruktur des Schmierfettes mit diesem Werkzeug abzubilden. Damit man aber die Verbindung zwischen einer Lagerstelle und der Fettschmieranlage herstellen kann, wurden die Funktion Objektverbindung⁷⁹ gewählt. Durch Kombination mit der Objektklassifizierung lassen sich beliebige technische Daten wie z.B. Dosiermengen abbilden.

Die Dosiermengen selbst, wird durch unterschiedliche Dosierergrößen vorgegeben, dessen Einstellbereich mit minimalen und maximaler Mengen begrenzt ist.

In der Klassifizierung der Objektverbindung wird die Dosierergröße, die aktuelle Dosierereinstellung in % des Öffnungsgrades und der minimale bzw. maximale Gramm / Hub eingegeben. Die nachfolgende Tabelle gibt einen Überblick über die Dosierergrößen.

Tabelle 16: Dosierergrößen je nach Ausführung⁸⁰

Dosierer	Minimal-Dosierung	Maximal-Dosierung
SGA-011	0.30 g	1.45 g
SGA-012	0.15 g	0.70 g
SGA-11	0.50 g	2.55 g
SGA-12	0.25 g	1.25 g
SGA-21	1.50 g	8.75 g
SGA-22	0.70 g	4.35 g
SG-22	0.70 g	4.35 g
SG-31	8.50 g	56.0 g
SG-32	4.30 g	28.0 g
SG-41	19.3 g	92.0 g
SG-42	9.65 g	46.0 g
SG-51	86.3 g	177.0 g
SG-52	43.1 g	88.4 g

Außerdem ist es notwendig, technische Plätze⁸¹ für die Verteiler (Montageblöcke für Dosierer) anzulegen und wie schon beschrieben, die Objektverbindungen zu erstellen.

In Abbildung 58 (Seite 83) sind die Verteiler inkl. der Dosierer dargestellt. Damit hat man einen Überblick über die Mengen und die Verbindungsstellen zwischen der Lagerung und dem Verteiler.

⁷⁹ Durch Objektverbindungen können Vernetzungen zwischen Objekten abgebildet werden.

⁸⁰ Quelle: Vogel, Willi.: 07052008 Safematicdosierer ADOS3CDE 21.04.08 Rev. 3, S.4

⁸¹ Technische Plätze sind eine Form einer strukturierten Darstellung von Anlagen und Anlagenteilen.

Abbildung 58: Grafische Darstellung der Objektverbindung von der Pumpstation zur Lagerstelle

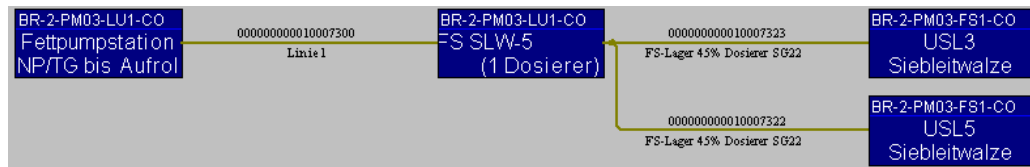


Abbildung 59: Objektverbindung in Listenform mit der Klassifizierung

Verbindung von TechnPlatz	Text Verb. von	Verbindung nach TechnPlatz	Text Verb. nach	Bezeichg.	Typ der Schmiereinhe	Dosierstellung	Fettmenge Min.	Fettmenge Max.
BR-2-PM03-LU1-CO2-0020	Fettpumpestation NP/TG bis Aufroller	BR-2-PM03-LU1-CO2-0100-0003	FS SLW-5 (1 Dosierer)	Linie1				
BR-2-PM03-LU1-CO2-0100-0003	FS SLW-5 (1 Dosierer)	BR-2-PM03-FS1-CO1-0027-0001	USL5 Siebleitwalze und Lagerung	FS-Lager	SG22	45%	0,70 g/hub	4,35 g/hub
BR-2-PM03-LU1-CO2-0100-0003	FS SLW-5 (1 Dosierer)	BR-2-PM03-FS1-CO1-0024-0001	USL3 Siebleitwalze und Lagerung	FS-Lager	SG22	45%	0,70 g/hub	4,35 g/hub

Außerdem ist durch die Abbildung der Fettschmieranlagen im SAP eine lückenlose, leicht zugängliche und einfach aktualisierbare Dokumentation sichergestellt.

6.4. Fettumstellung der Trockengruppe und Sieb-Pressenpartie

Der Versuch mit den reduzierten Mengen war so positiv, dass es zu der Entscheidung gekommen ist, die Fetttype von Shell Albida EP2 auf die neue Type Shell Albida PPS umzustellen. Damit sollten Mengenreduktionen in beiden Bereichen möglich sein.

6.5. Auftrennung Fett-Zentralschmierung Trockengruppe und Sieb- Pressenpartie

Die Mengenreduktion war zwar positiv, hatte aber einen nachteiligen Effekt. Das Abschleudern des Schmierfettes am Labyrinthring in der Sieb-Pressenpartie, das auch vom Fetthersteller nicht vorausgesagt werden konnte, verursachte stark steigende Papierbahnabrisse an der Papiermaschine.

Auf Grund dieser Tatsache ist eine Auftrennung der beiden Linien der Fett-Zentralschmierung, die momentan mit einem einzigen Schmierfett betrieben wird, notwendig und sinnvoll.

Für die Aufteilung ist es notwendig, die Linien durch separate Steuerung so zu vereinzeln, dass die Bereiche Sieb- Pressenpartie, sowie Trockengruppe mit unterschiedlichen Schmierfetten betrieben werden können. Durch die Aufteilung kann dann die Trockengruppe mit Shell Albida PPS geschmiert werden und die Sieb-Pressenpartie mit Shell Albida EP2. Damit sollte das Problem mit Abschleudern des Fettes im Bereich der Sieb-Pressenpartie entschärft werden und die Anzahl der Abrisse in der Papierbahn wieder zurückgehen.

Die Abbildung der Steuerung und des Layoutplans findet sich im Anhang (Abbildung 70, Seite XVIII).

6.6. Mengenoptimierung durch Berechnung und Schwingungsmessung

Auf Grund der hohen Differenzmengen, die sich bei der theoretischen Berechnung mit den praktisch eingestellten Messwerten ergeben haben, sollte eine Mengenoptimierung in Begleitung mit der Schwingungsanalyse durchgeführt werden. Es ist eine deutliche Einsparung von mindestens 30 % zu erwarten.

6.7. Anschaffung eines mobilen Online-Schwingungsmessgerätes

Trotz langjähriger Erfahrungen mit mobilen Schwingungsmessgeräten stellte sich im Zuge der Optimierungsarbeiten heraus, dass für eine Schmierfettoptimierung und insbesondere der Mengenreduktion die Möglichkeit einer permanenten Onlinemessung von großem Vorteil wäre. Damit lassen sich Onlinetrendauswertungen über einen längeren Zeitraum mit mehreren Schmierzyklen durchführen und analysieren. Deshalb wird die Anschaffung eines mobilen Online-Schwingungsmessgerätes vorgeschlagen.

6.8. Änderung von Fett- auf Ölumlaufschmierung

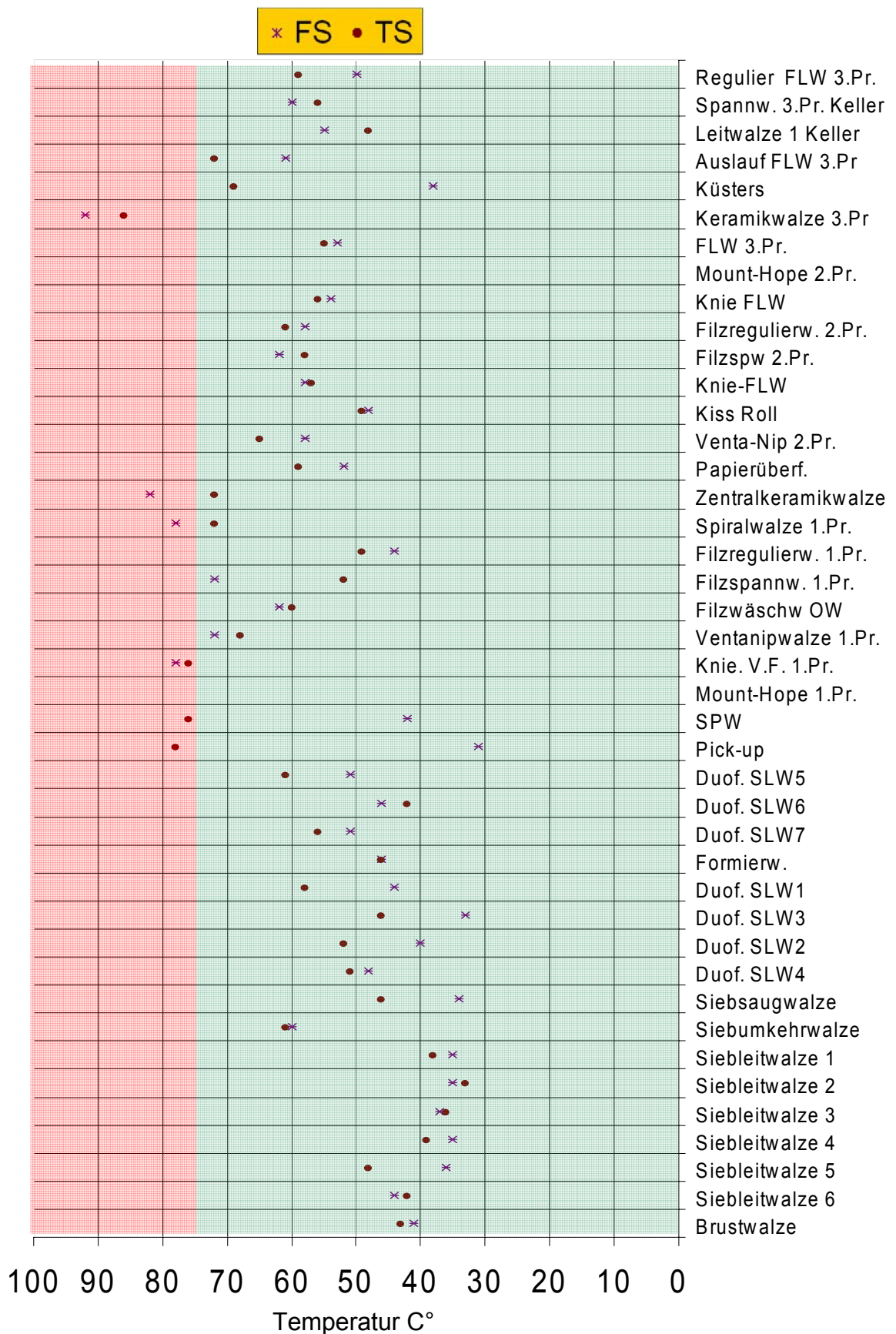
Wie in 6.5 beschrieben ist in der Sieb- und Pressenpartie eine Verwendung des alternativen Schmierfettes auf Grund von Fettabschleudern nicht möglich. Um

die vorhanden tribologischen Probleme bei der Schmierung einer Lösung zuzuführen und die Situation trotzdem zu verbessern, wird der Umbau auf eine zentrale Ölschmierung in Erwägung gezogen.

Bei der Auswertung der Lagertemperaturen in der Sieb-Pressenpartie wurde festgelegt, dass bei allen Walzen, die eine höhere Betriebstemperatur als 75 °C aufweisen, geprüft wird ob ein Umbau auf Ölschmierung möglich ist. Vor dem Umbau wird auf Grund der bisher verwendeten Fettmengen und der Temperaturen folgende Priorität bzw. Reihenfolge festgelegt:

1. Zentralkeramikwalze und Keramikwalze 3. Presse 220 g / 24 h
(BR-2-PM03-PE1-CO1-0014), (BR-2-PM03-PE1-CO1-0031)
2. Saugpresswalze (SPW) TS 224 g / 24 h
(BR-2-PM03-PE1-CO1-0002)
3. Pick up Walze Triebseite (TS) 130 g / 24 h
(BR-2-PM03-PE1-CO1-0001)
4. Kniewalze vor Filzwäsche Oberwalze. 1 Presse 34,80 g / 24 h
(BR-2-PM03-PE1-CO1-0004)
5. Spiralwalze 1. Presse 28,96 g / 24 h
(BR-2-PM03-PE1-CO1-0009)

Abbildung 60: Auswertung der Lagertemperaturen Sieb-Pressenpartie



Da die Priorität bei der Keramikwalze liegt, wird dieser Umbau als erstes geplant.

Um einen Umbau von Fett- auf Ölschmierung durchführen zu können sind mehrere Kriterien zu berücksichtigen:

- ↪ Ölumlaufschmierung
- ↪ Druck-Rücklaufleitungen
- ↪ Walzenabdichtung

Die Ölumlaufschmierung kann kostengünstig umgesetzt werden, da das bestehende Ölumlaufsystem mitbenutzt werden kann. Für die Ölversorgung sind Mengenregler und die dazugehörigen Rohrleitungen zu installieren. Bei den beiden Walzen (Zentralkeramikwalze und Keramikwalze 3. Presse) müssen die Lagerabdichtung, die Ölzuführung und der Ölrücklauf am Gehäuse geändert werden, damit die Öl-Schmierung auch realisiert werden kann.

Abbildung 61: Lagerung Keramikwalze Papiermaschine 3

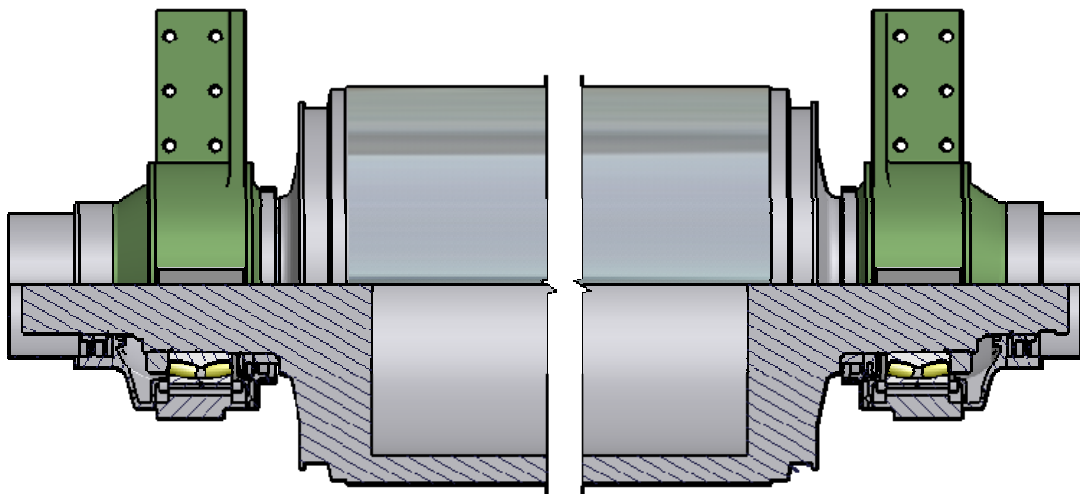
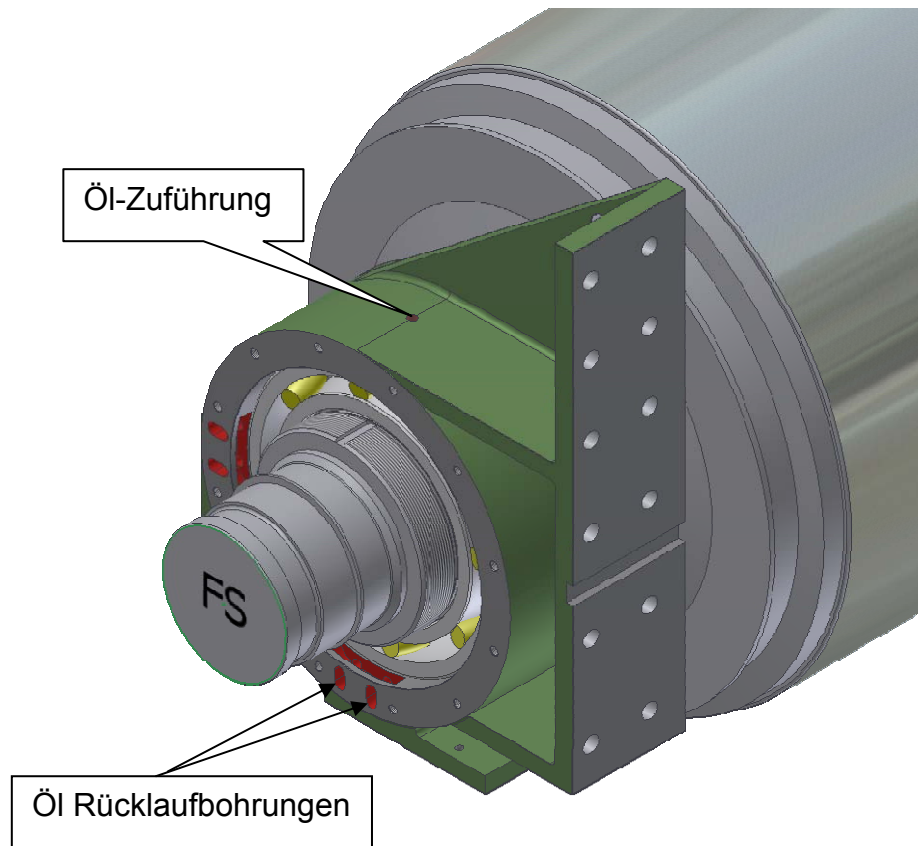


Abbildung 62: Umbau der Lagerschmierung Keramikwalze

Dieser Umbau wird in den nächsten Monaten vorbereitet, um bei einem geplanten Walzenwechsel die Reservewalze mit Ölschmierung einbauen zu können.

Bei der Saugpresswalze wurde die Lagerung auf der Triebseite schon geprüft, und auch dort ist ein Umbau der Lagerabdichtung geplant. Für die Umsetzung sind bei der Druck- und Rücklaufleitungen die Ölmengen zu ermitteln, und der Leitungsverlauf zu planen.

Bei der Pick-up-Walze muss auf Grund der Schwenkbewegung auf die Flexibilität der Ölzufuhr- und Ablaufleitung Rücksicht genommen werden. Die Positionen 4 und 5 (Kniewalze und Spiralwalze) werden noch genauer analysiert. Wobei die Auslegungsdaten der Wälzlager, Lagergehäuse und Temperaturen nachzurechnen bzw. zu kontrollieren sind.

6.9. Einbringung des Schmierfetts in die Lagerstelle

Da es sehr viele unterschiedliche Ansätze für die Einbringung des Schmierfetts in das Wälzlager gibt, kann man keinen allgemeinen Ansatz finden. Es kommt aber sehr deutlich in der Theorie und bei den Praktikern der Lagerhersteller zum Ausdruck, dass, je kleiner die Dosiermenge gewählt, wird es umso wichtiger, das Schmierfett auf möglichst direktem Weg in das Wälzlager einzubringen. Im Fall der hier betrachteten Papiermaschine wird bei 90 % der Wälzlagerungen das Schmierfett axial über das Gehäuse zugeführt und quer durch das Wälzlager gedrückt. Damit stellt sich hier die Frage in wieweit sich Reibung, Schmierung und der Verschleiß noch minimieren lässt, wenn die Zuführung des Schmierfetts in radialer Richtung (direkt am Außenring) erfolgt?

6.10. Kritische Betrachtung

Wie schon im Kapitel 6.5 erwähnt, ist es auf Grund der massiven Probleme mit Fettabschleudern in der Nasspartie zu der Entscheidung gekommen, dass die Sieb-Pressenpartie mit dem Fett Shell Albida EP2 bzw. die Trockengruppe mit Shell Albida PPS versorgt wird. Diese Auftrennung wurde bereits durchgeführt. Wenn man sich grundsätzlich die Mengenentwicklung von Albida PPS und die Schwingungsanalyse der mit diesem Fetttyp versorgten Lagerstellen ansieht, kann man erkennen, dass sich dieses Schmierfett deutlich besser in den Wälzlagerungen bewährt und trotz geringerer Dosiermengen ein höherer Anteil Fett in die Kontaktflächen vorhanden ist. Dies bedeutet, dass die Fettmenge um bis zu 50 % reduziert werden kann.

Um jedoch einen weiteren Versuch in Einzelpositionen machen zu können, ist eine Abdeckung gegen das Abschleudern des Schmierfetts zwingend vorzusehen und eine ständige Betreuung mit Schwingungsmessung notwendig. Die Entscheidung, ob und in wie weit diese Versuche in Einzelpositionen durchgeführt werden, ist noch offen.

7. Zusammenfassung

Die Papierindustrie ist durch eine hohe Anlagen- und Kapitalintensität geprägt. Deshalb besteht die Forderung nach Maximierung von Maschinenverfügbarkeit und Anlagenzuverlässigkeit. Schäden an den Maschinen bedeuten oft ein Risiko für Mensch und Umwelt und sind fast immer mit großen finanziellen Einbußen verbunden.

In dieser Arbeit wurde ersichtlich, dass die Qualität der Schmierung einen großen Einfluss auf Anlagenverfügbarkeit und Kosten hat. Damit bietet, aus technischer Sicht, die Schmierung viele Lösungsansätze und einen großen Hebel zur Verbesserung der Ergebnisse. Insbesondere durch die verbesserte Auswahl von Schmierstoffen eröffnen sich viele Optimierungsmöglichkeiten. Im Zuge dieser Diplomarbeit wurde für Norske Skog Bruck eine Vielzahl an Lösungsansätzen erarbeitet und auch eingeleitet. Nach der Umsetzung aller Maßnahmen ist eine starke Reduktion der Wahrscheinlichkeit frühzeitiger Lagerausfälle und des damit verbundenen Risikopotentials zu erwarten. Ebenso können auch die Fettverbrauchsmengen voraussichtlich deutlich reduziert werden. Das Reduktionspotential beträgt an der Papiermaschine 3 rund 70 % (von 3000 auf ca. 650 kg) und werksweit sollte eine Reduktion um ca. 40 % (8000 kg auf ca. 5000 kg) realistisch sein.

Die Erkenntnisse, die im Zuge dieser Arbeit gewonnen wurden, haben gezeigt, dass eine rein theoretische Betrachtung der Nachschmiermenge und Fettgebrauchsdauer nicht ausreichend ist. Wichtig ist die Kombination der Theorie mit der begleitenden Verifizierung der getroffenen Maßnahmen mittels Schwingungsmessung. Die Praxis hat auch gezeigt, dass selbst der theoretisch und praktisch für die Lagerstelle bessere Schmierstoff im Betrieb untragbar sein kann (z.B. das Fettabschleudern). Durch die Vielzahl unterschiedlicher Lagerstellen mit individuellen Betriebsbedingungen müssen oft auch Kompromisse akzeptiert werden, weil eine spezifische Gestaltung von Schmiermengen und Schmierintervallen durch die Möglichkeiten von Zentralschmieranlagen eingeschränkt sein kann.

Die Optimierung von Schmiersystemen bedeutet bei schlussendlicher Betrachtung einen großen Aufwand, und muss sorgfältig durchgeführt und mit Vorsichtsmaßnahmen begleitet werden.

8. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Geschichtlicher Gebrauch von Schmierstoffen	3
Abbildung 2: Kontakt zweier Festkörper 1 und 2 bei Relativbewegung unter Normalkraft.....	4
Abbildung 3: Festkörperreibung (trockene Reibung).....	6
Abbildung 4: Oberflächenschichtreibung.....	7
Abbildung 5: Flüssigkeitsreibung.....	8
Abbildung 6: Stribeck Kurve, nach Reynold Sommerfeld Zahl.....	8
Abbildung 7: Illustration der grundlegenden Reibungsmechanismen.....	9
Abbildung 8: Einsatzgebiet von Schmierstoffen (Deyber, 1982)	13
Abbildung 9: Grenzschnierung:.....	14
Abbildung 10: Teilschnierung.....	15
Abbildung 11: Vollschnierung:.....	16
Abbildung 12: Hydrodynamischer Druck bei Winkelspalt mit ebenen Flächen. 16	
Abbildung 13: Beispiel für nichtkonforme Berührungsstellen	17
Abbildung 14: Schmierfilm in der Kontaktfläche von Wälzlager EHD Verteilung annähernd gleich der Hertzschen Druckverteilung.....	18
Abbildung 15: Drehzahlgrenze bei Fettschnierung für Wälzlager.....	21
Abbildung 16: Bestimmung von Betriebsviskosität/Drehzahlverhältnis für Radial- und Axiallager	22
Abbildung 17: Aufteilung der Komponentengruppen von Schmierfetten	24
Abbildung 18: Schmierfettauswahl nach Belastungsverhältnis P/C und Drehzahl $k_a n d_m$	25
Abbildung 19: FAG FE9-Prüfmaschine	27
Abbildung 20: Grundfettgebrauchsdauer für Wälzlager	27
Abbildung 21: Minderungsfaktoren f_1 bis f_6 für ungünstige Betriebs- und Umweltverhältnisse	29
Abbildung 22: links: Viskosität Temperatur Diagramm für Mineralöl, rechts Bezugsviskosität ν_1 in Abhängigkeit von Lagergröße und Drehzahl.....	33
Abbildung 23: Basiswert a_{23II} zur Ermittlung des Faktors a_{23}	34
Abbildung 24: Bestimmung des K_1 -Wert	35
Abbildung 25: Bestimmung des K_2 -Werts	35
Abbildung 26: Diagramme zur Bestimmung des Sauberkeitsfaktors.....	36

Abbildung 27: Auswirkung einer Verschmutzung auf die Flächenpressung.....	37
Abbildung 28: Konus-Penetration: Bestimmung der NLGI Klassen nach DIN ISO 2137	39
Abbildung 29: Öl- Separationsmessgerät und unterschiedliche Verhalten von Schmierstoffen nach SKF-Vogel	40
Abbildung 30: Tropfpunktmessung nach DIN oder ISO 2176	41
Abbildung 31: Vergleich Mineral- mit PAO Ölen (Shell Albida EP2 mit Shell Albida PPS2).....	44
Abbildung 32: Verteilung von Seifen bei Schmierfett nach Exxon Mobil	48
Abbildung 33: Vergleich Handschmierzyklus mit einer automatischen Schmierung	51
Abbildung 34: Automatischer Schmierstoffgeber und Schmierstoffmenge.....	52
Abbildung 35: Zweileitungsverteileranlagen	53
Abbildung 36: Progressivverteileranlagen	54
Abbildung 37: Bild 1 Progressivverteiler in Arbeitsstellung 1, Bild 2 in Arbeitsstellung 2.....	55
Abbildung 38: Schmierölverbrauch im Zeitraum von 2004 bis 2009	58
Abbildung 39: Schmierfettverbrauch im Zeitraum 2004 bis 2009	59
Abbildung 40: Aufteilung des Schmierfettverbrauch für Norske Skog Bruck....	60
Abbildung 41: Aufteilung Fettsorte Shell Albida EP2 nach Verbraucher	60
Abbildung 42: Verteilung der Schmierstoffe in der Fett-Zentralschmieranlage	61
Abbildung 43: Allgemeine Ursachen für den Ausfall von Wälzlagern.....	62
Abbildung 44: Aufteilung der Lagerschäden zwischen Öl und Fettschmierung	63
Abbildung 45: Lagerschäden bei der Papiermaschine 3 nach Betriebsbereichen	63
Abbildung 46: Ausbluten bei der Lagerung Leitwalze mit Shell Albida EP2	64
Abbildung 47: Lagerbelastung Siebleitwalze „D“ 2. TG oben.....	65
Abbildung 48: Betriebsviskosität- und Viskositätsindexberechnung mit Shell Albida PPS2, Lager 22318E	67
Abbildung 49: Lagerbelastung Zentralkeramikwalze.....	68
Abbildung 50: Betriebsviskosität- und Viskositätsindexberechnung mit Shell Albida EP2, Lager 24076CCK/W33	70
Abbildung 51: Gegenüberstellung Schmierfett Shell Albida PPS und Shell Albida EP2	76

Abbildung 52: Temperaturverlauf Leitwalze TG	76
Abbildung 53: Trend für Lagerwerte Leitwalze TG (Hüllkurve) SKF Meßsystem	77
Abbildung 54: Dämpfungsspektrum der Hüllkurve Leitwalze TG	77
Abbildung 55: Schmierfett Shell Albida PPS (ca. 1 Monat Laufzeit).....	78
Abbildung 56: Trend für Lagerwerte Zentralkeramikwalze (Hüllkurve) SKF Meßsystem.....	79
Abbildung 57: Dämpfungsspektrum der Hüllkurve Keramikwalze	79
Abbildung 58: Grafische Darstellung der Objektverbindung von der Pumpstation zur Lagerstelle.....	83
Abbildung 59: Objektverbindung in Listenform mit der Klassifizierung.....	83
Abbildung 60: Auswertung der Lagertemperaturen Sieb-Pressenpartie	86
Abbildung 61: Lagerung Keramikwalze Papiermaschine 3	87
Abbildung 62: Umbau der Lagerschmierung Keramikwalze	88
Abbildung 63: Gesamtminderungsfaktoren q für verschiedene Anwendungsgebiete.....	XI
Abbildung 64: Abgedichtete und vom Wälzlagerhersteller gefettete Lager	XV
Abbildung 65: Stauscheibe hält das Fett im Lager und in der Lagernähe	XV
Abbildung 66: Zuführung des Fettes durch den Lageraußenring	XV
Abbildung 67: Fettschmierung: Überschmierung durch Austrittsbohrung verhindert	XVI
Abbildung 68: Layout alte Fett Zentralschmierung	XVI
Abbildung 69: Walzenübersichtsplan der Papiermaschine	XVII
Abbildung 70: Layoutplan neue Fett-Zentralschmierung Papiermaschine 3	XVIII

9. Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Einteilung der Schmierstoffe nach Aggregatzustand und Konsistenz	13
Tabelle 2: Schmierzustände	19
Tabelle 3: Gesichtspunkte beim Einsatz von Schmierstofftypen in Wälzlagern	20
Tabelle 4: Schmierstoffe und –verfahren für unterschiedliche Drehzahlenkennwerte	21
Tabelle 5: Richtwerte für die Wahl der Schmierfettkonsistenz	24
Tabelle 6: Faktor „a“ für Nachschmiermengen	30
Tabelle 7: Faktor a_1 für Erlebenswahrscheinlichkeit eines Lagers	32
Tabelle 8: Viskositätsklassen nach ISO 3448 bzw. DIN 51519	38
Tabelle 9: NLGI- Konsistenzklassen und Anwendung von Schmierfetten	38
Tabelle 10: Tropfpunktbereiche unterschiedlicher Verdickertypen	41
Tabelle 11: Kennwerte verschiedener Öle	42
Tabelle 12: Einsatzbereiche und –gebiete von synthetischen Schmierfetten...	43
Tabelle 13: Mischbarkeit von Grund- bzw. Basisölen	45
Tabelle 14: Verdickertyp und Schmierfetteigenschaften bezogen auf nicht additiviertes Schmierfett	48
Tabelle 15: Verträglichkeiten von Schmierfetttypen	49
Tabelle 16: Dosierergrößen je nach Ausführung	82
Tabelle 17: Eignung von Schmierfetttypen für die Wälzlagerschmierung	IX
Tabelle 18: Umweltbedingte Schmierfettauswahl	X
Tabelle 19: Eigenschaften von Schmierfetten	XII
Tabelle 20: Auswahl des Schmiervorgangs	XIII
Tabelle 21: Nutzbare Dauertemperatur für Schmierfett nach FAG	XIV

10. Abkürzungsverzeichnis

A_a	nominelle Kontakt- oder Reibfläche
A_r	reale Kontakt- oder Reibfläche
AR	Aufrollung
C	dynamische Tragzahl
C_0	statische Tragzahl
d_m	mittlerer Lagerdurchmesser
DRS	Druckschleiferei
DIA 1	Deinking 1 Linie (Altpapieraufbereitungsanlage)
DIA 2	Deinking 2 Linie (Altpapieraufbereitungsanlage)
EHD	Elastohydrodynamische Schmierung
EP	extreme pressure
$f_1 \text{ bis } f_6$	Minderungsfaktoren für Schmierfristen
f_s^*	Belastungsfaktor
F_r	radial Kraft
F_a	axial Kraft
FGW	Feuchtglättwerk
F_N	Normalkraft
F_R	Reibkraft
g	Gramm
h	Schmierfilmdicke [m]
HD	Hydrodynamische Schmierung
Hopla	Holzplatz
ka	Faktor für die Lagerbauart
L	nominelle Lebensdauer
Lh	Lebensdauer in Stunden
L_{na}	Erreichbare Lebensdauer
L_{hna}	Erreichbare Lebensdauer in Stunden
LWC	Light Weight Coated Paper
n	Drehzahl min^{-1}
n_D	Betriebsdrehzahl bzw. Drehzahlkennwert min^{-1}
NLGI	National Lubrication Grease Institut
NP	News Print

NSB	Norske Skog Bruck
P	dynamisch-äquivalente Lagerbelastung
P_0^*	äquivalente Lagerbelastung
PAO	Polyalphaolefine (Öl mit synthetisch hergestellten Kohlenwasserstoff)
PLS	Prozessleitsystem
PM3	Papiermaschine der Linie 3
PR	Pressenpartie
q	Gesamtminderungsfaktor
Ra	arithmetischer Mittelrauwert
R _h	maximale Rautiefe
RVA	Reststoffverbrennungsanlage (Wirbelschichtkessel)
S	Schergefälle
SAP	Systeme Anwendungen Produkte in der Datenverarbeitung
SCC	Soft Compact Calander
SP	Siebpartie
t_{fq}	verminderte Schmierfrist
t_f	Schmierfrist
TG1 bis 4	Trockengruppe 1 bis 4
v _r	Relativgeschwindigkeit
ZFS	Fett-Zentralschmierung
μ _G	Reibungszahl oder als Reibungskoeffizient bezeichnet
η	dynamische Viskosität
κ	Viskositätsverhältnis
ν	Betriebsviskosität
ν ₁	Bezugsviskosität
τ	Schubspannung
λ	Wärmeleitzahl
σ	als mittlere Rauheitswerte
σ _H	Hertz'sche Pressung

11. Literaturverzeichnis

- [1] SKF Druckschrift 4690 G: Wälzlager in Papiermaschinen. - ,Copyright SKF, 2002
- [2] SKF Druckschrift 6000 DE: Hauptkatalog SKF. - , Copyright SKF, 2007
- [3] SKF Druckschrift 6130 DE: SKF Lösung für Druck-, Buchbinde,- Druck-, Fertigbearbeitungs-, Verarbeitungs- und Verpackungsanlagen. - , Copyright SKF, 2008
- [4] Abendroth, H.J.: Grabowski, Nadja: Lubcon Turmogrease LI 802 EP. - HW-Druckservice GmbH, 08.09.03/1000
- [5] Grabowski, Nadja: Lubcon Turmogear Oil PE-Reihe Synthetische Umlaufschmieröle für Papiermaschinen und Kunststoffkalandern. - HW-Druckservice GmbH, 04.11.04/1000
- [6] Kleinlein, Erich: Grabowski, Nadja: Lubcon Schmierfette für schnell laufende Wälzlager. - HW-Druckservice GmbH, 15.02.07/1000
- [7] Klüber Lubrication München KG: Das Geheimnis des Rundlaufs 9.31 d/ Ausgabe 04.08. - Klüber Lubrication München KG
- [8] Klüber Lubrication München KG: Das Geheimnis des Rundlaufs B013002001/ Ausgabe 11.08. - Klüber Lubrication München KG
- [9] Klüber Lubrication München KG: Spezialschmierstoffe für die Zellstoff- und Papierindustrie 2.4.18 d Ausgabe 09.05. - Klüber Lubrication München KG
- [10] Bartz, W.J.: Schäden an geschmierten Maschinenelementen. – Ehningen bei Böblingen: Expert Verlag, 1992, ISBN-13: 3-8169-0255-3
- [11] Möller, Uwe J.: Nassar, Jamil.: Schmierstoffe im Betrieb. - Berlin Heidelberg: Springer- Verlag, 2002, ISBN-13: 3-540-41909-8
- [12] Schäffler KG.: Wälzlager HR 1. - Schäffler KG, 2006
- [13] Pigors, Oltwig.: Werkstoffe in der Tribotechnik. - Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie 1 Aufgabe, 1992, ISBN -13: 3-342-00658-7
- [14] Bartz, W.J.: Uwe Jens Müller: Expert Praxislexikon Tribologie PLUS. – Renningen: Experts Verlag, 2000, ISBN-13: 3-8169-0691-5
- [15] TMM München: Schäden an geschmierten Maschinenelementen. – TMM München, 2007

-
- [16] Bartz, W.J.: Tribologie und Schmierung bei der Massivumformung. – Renningen: Experts Verlag, 2004, ISBN-13: 3-8169-2161-2
 - [17] Bartz, W.J.: Tribologie und Schmierung in der Umformtechnik. – Sindelfingen: Experts Verlag, 1987, ISBN-13: 3-8169-0218-9
 - [18] Hammer, T.: Vorteil von synthetischen Fetten in der Praxis. – Exxon Mobil Lubricants & Specialties, 2004
 - [19] Hammer, T.: Schmierfette. – Exxon Mobil Industrial Lubricants, 2004
 - [20] Tadic, Vetran: LUBCON – Die Welt der Tribologie. – Lubricant Consult GmbH, 2004
 - [21] Hammer, T.: Übersicht Mobil Schmierfette. – Exxon Mobil Lubricants & Specialties, 2004
 - [22] Vogel, Willi.: Programmübersicht Industrie 1-0109. – Berlin: SKF Vogel, 2006
 - [23] Vogel, Willi.: Schmierungstechnik für Papier und Kartonmaschinen 1-3006.: SKF Vogel, 2004
 - [24] FAG Publikation: Schmierung von Wälzlagern Publ.-Nr:WL 81 115/4 DA. Schweinfurt: FAG 1999
 - [25] Schäffler Gruppe: Wälzlagerschäden Schadenserkennung und Begutachtung gelaufener Wälzlager Publ.-Nr: WL 82 102/2 DA Schweinfurt Schäffler 2000
 - [26] Bartz, W.J.: Schmierfette. – Renningen Malsheim: Expert Verlag, 2000, ISBN-13: 3-8169-1533-7
 - [27] Wisniewski, Marek: Elastrohydrodynamische Schmierung. – Renningen Malsheim: Expert Verlag, 2000, ISBN-13:3-8169-1745-3
 - [28] Lincoln, Quicklub- Progressivverteiler für Öl und Fett Publ.-Nr: 2.2G-10001-F01. – Bad Ischl, 2004

12. Anhang

Tabelle 17: Eignung von Schmierfetttypen für die Wälzlagerschmierung⁸²

Schmierfette	Grundöl	Tropfpunkt (in C°)	Einsatzbereich		Maximaler Drehzahlkennwert mm x min ⁻¹	Eignung für Wälzlager	Preisrelation (Li=1)	Bemerkung
			unterer C°	oberer C°				
Kalziumfett	Mineralöl	80 bis 100	-35	+50	150 000	bedingt	0,8	wasserbeständig
Natriumfett, langfaserig	Mineralöl	160 bis 180	-20	+120	150 000	bedingt	0,9	für mittlere Temperatur
Lithiumfett	Mineralöl	160 bis 190	-40	+110	200 000	gut	1,0	für mittlere Temperatur
Kalzium – 12 Hydroxyfett	Mineralöl	140 bis 150	-35	+100	200 000	gut	1,0	Kraftfahrzeuge
Natriumfett, kurzfaserig	Mineralöl	130 bis 200	-20	+120	250 000	mäßig	0,9	geeignet für hohe Drehzahlen
Natrium -12 Hydroxyfett	Mineralöl	170 bis 190	-25	+150	>250 000	gut	1,0	wasserempfindlich
Lithium-12 Hydroxyfett	Mineralöl	180 bis 200	-30	+140	>250 000	sehr gut	1,2	Mehrzweckfett
Kalziumkomplexfett	Mineralöl	240	-30	+120	>250 000	gut	0,9 bis 1,2	neigt zum Verhärten
Natriumkomplexfett	Mineralöl	230	-30	+130	>250 000	gut	3,5	Mehrzweckfett
Lithiumkomplexfett	Mineralöl	250	-30	+170	>250 000	sehr gut	2	Mehrzweckfett
Polyharnstofffett	Mineralöl	250	-25	+160	500 000	gut	3	Für hohe Drehzahlen geeignet
Lithiumkomplexfett	Ester	240	-40	+190	>250 000	sehr gut	10	breite Temperaturbereiche
Lithiumkomplexfett	Siliconöl	240	-40	+180	>250 000	gut	20	für PxC ⁻¹ <0,03
Polyharnstofffett	Siliconöl	250	-40	+200	>250 000	gut	35 bis 40	für hohe Temperaturen, für PxC ⁻¹ <0,03

⁸² Quelle: Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.301

Tabelle 18: Umweltbedingte Schmierfettauswahl⁸³

Umweltbedingungen bzw. – Forderungen	Eigenschaften des Schmierfetts
geringe Reibung	Konsistenzklasse 1 oder 2, evtl. niedrig viskoses Synthetiköl
geringes Laufgeräusch	gefiltertes Fett der Konsistenzklasse 1 oder 2 mit Grundöl hoher Viskosität
Lagerachse schräg oder senkrecht Außenring dreht Innenring steht	haftfähiges Fett, Konsistenzklasse 2 oder 3 Schmierfett der Konsistenzklasse 3 bis 4 mit hohem Eindickeranteil
Fill for life Schmierung	walkstables Fett der Konsistenzklasse 2 bis 3, Gebrauchstemperatur >>Betriebstemperatur
hohe Temperatur tiefe Temperatur	Schmierfett ohne Rückstände Schmierfett mit dünnen Grundöl, Konsistenzklasse 1 bis 2, evtl. Syntheseöl
staubige Umgebung	Festes Fett der Konsistenzklasse 3
Kondenswasser	emulgiertes Schmierfett
Spritzwasser	wasserabweisendes Schmierfett
aggressive Medien	Schmierfett mit Korrosionsschutzzusätzen
Schwingungs- und Stoßbeanspruchungen	Lithium EP Fett der Konsistenzklasse 2, häufiges Nachschmieren
Vakuum	Normale Wälzlagerfette sind bis 10^{-5} mbar einsetzbar

⁸³ Quelle: Schmierstoffe im Betrieb, 2002, S.302

Abbildung 63: Gesamtminderungsfaktoren q für verschiedene Anwendungsgebiete⁸⁴

	Staub Feutig- keit	Stoßbelastung Vibrationen Schwingungen	höhere Lauf- tempe- ratur	hohe Bela- stung	Luft- strömung	Faktor q
Stationäre E-Motor	-	-	-	-	-	1
Reitstockspitze	-	-	-	-	-	1
Schleifspindel	-	-	-	-	-	1
Flächenschleifmaschine	-	-	-	-	-	1
Kreissägewelle	o	-	-	-	-	0,8
Schwungrad einer Karosseriepresse	o	-	-	-	-	0,8
Hammermühle	o	-	-	-	-	0,8
Leistungsbremse	-	-	o	-	-	0,7
Radsatzlagerung für Lokomotiven	o	o	-	-	-	0,7
Elektromotor belüftet	-	-	-	-	o	0,6
Seil- Umlenkscheiben einer Bergbahn	oo	-	-	-	-	0,6
PKW-Vorderrad	o	o	-	-	-	0,6
Textilspindel	-	ooo	-	-	-	0,3
Backenbrecher	oo	oo	-	o	-	0,2
Vibrationsmotor	o	ooo	o	-	-	0,2
Siebsaugwalze	ooo	-	-	-	-	0,2
Nasspresswalze	ooo	-	-	-	-	0,2
Arbeitswalze (Walzwerk)	ooo	-	o	-	-	0,2
Zentrifuge	o	-	-	oo	-	0,2
Schaufelradlagerung eines Abraumgeräts	ooo	-	-	o	-	0,1
Sägegatter	o	ooo	-	-	-	<0,1
Vibrationswalze	o	ooo	ooo	-	-	<0,1
Schwingsieb	o	ooo	-	-	-	<0,1
Schneckgetriebe eines Baggers	oo	-	-	ooo	-	<0,1
Futterpresse	o	-	o	ooo	-	<0,1
Trommel eines Gurtförderers	ooo	-	-	o	-	<0,1

o= mäßiger Einfluss

oo= starker Einfluss

ooo= sehr starker Einfluss

⁸⁴ Vgl. FAG, Schmierung von Wälzlager (Publ.-Nr.WL.81 115/4 DA), S.37

Tabelle 19: Eigenschaften von Schmierfetten⁸⁵

Fettart			Eigenschaften						
Verdicker		Grundöl	Temperaturbereich C°	Tropf-punkt C°	Wasser-beständig-keit	Druck-beständig-keit	Preis rela-tion*	Eignung für Wälz-lager	Besondere Hinweies
Art	Seife								
normal	Alu-minium	Mineral-öl	-20...70	120	++	+	2,5..3	+	Quillt mit Wasser
	Kalzium		-35...50	80-100	+++	+	0,8	+	Gute Dichtwirkung gegen Wasser
	Lithium		-35...130	170-200	+++	+	1	+++	Mehrzweckfett
	Natrium		-30...100	150-190	-	++	0,9	++	Emulgiert mit Wasser
	Lithium	PAO	-60...150	170-200	+++	++	4...10	+++	Für tiefe und hohe Tempe-raturen, hohe Drehzahlen
	Lithium	Ester	-60...130	190	++	+	5...6	+++	Für tiefe Temperaturen, hohe Drehzahlen
komplex	Alu-minium	Mineral-öl	-30...160	260	+++	+	2,5..4	+++	Mehrzweckfett
	Barium		-30...140	220	++	++	4...5	+++	Mehrzweckfett, dampfbest.
	Kalzium		-30...140	240	++	++	0,9...1,2	+++	Mehrzweckfett, neigt zum Verhärten
	Lithium		-30...150	240	++	++	2	++	Mehrzweckfett
	Natrium		-30...130	220	+	+	3,5	+++	Mehrzweckfett für hohe Temperaturen
	Alu-minium		-30...130	260	+++	++	10...15	+	Für weiten Temperatur- und höhere Drehzahl
	Barium		-60...160	220	+++	+++	15...20	+++	Für tiefe und hohe Tempe-raturen, hohe Drehzahlen
	Kalzium		-60...160	240	+++	+++	15...20	+++	Für tiefe und hohe Tempe-raturen, hohe Drehzahlen
	Lithium	PAO	-40...180	240	++	+++	15	+++	Für breiten Temperatur-bereich
	Barium		-40...130	200	++	++	7	+++	Für tiefe Temperaturen und höhere Drehzahlen
	Kalzium		-40...130	200	+++	++	7	+++	Belastung mäßig
	Lithium	Ester	-40...180	240	++	+	10	+++	Für besonders breite Temperaturbereiche
Lithium	Silikonöl	-40...180	240	++	-	20	++	Für besonders breite Temperaturbereiche, P/C<0,03	
Bentonite		Mineral-öl	-20...150	ohne	+++	+	2...6	++	Für höhere Temperatur bei niedriger Drehzahl
		PAO	-50...180	ohne	+++	+	12...15	++	Für breiten Temperatur-bereich
Polyharnstoff		Mineral-öl	-25...160	250	+++	++	3	+++	Für höhere Temperatur bei mittleren Drehzahlen
		PAO	-30...200	250	+++	+++	10	+++	Hochtemperaturfett mit guter Lagzeitwirkung
		Silikonöl	-40...200	250	+++	-	20	++	Für hohe und niedrige Tem-peratur, geringe Belastung
		Fluor-silikonöl	-40...200	250	+++	+	100	+++	Für hohe und niedrige Tem-peratur, mäßige Belastung
PTFE oder FEP		Alkoxy-fluoröl	-50...250	ohne	+++	++	100...150	+++	Bei Fetten für sehr hohe und tiefe Temperaturen
		Fluor-silikonöl	-40...200	ohne	+++	++	80...100	+++	Sehr gute Beständigkeit gegen Chemikalien und Lösungsmittel

*Bezogen auf Lithiumseifenfett/Mineralölbasis (=1)

+++ sehr gut, ++ gut, + mäßig, - schlecht

⁸⁵ Quelle: FAG, Schmierung von Wälzlager Publ.-Nr.: WL81115/4 DA, S.26

Tabelle 20: Auswahl des Schmierverfahrens⁸⁶

Schmierstoff	Schmierverfahren	Geräte für das Schmierverfahren	Konstruktive Maßnahmen	Erreichbarer Drehzahlkennwert $n \cdot d_m$ in $\text{min}^{-1} \cdot \text{mm}^1$	Geeignete Lagerbauarten, Betriebsverhalten
Festschmierstoff	for-life-Schmierung	-	-	~1500	Vorwiegend Rillenkugellager
	Nachschmierung	-	-		
Fett	for-life-Schmierung	-	-	~ $0,5 \cdot 10^6$ ~ $1,8 \cdot 10^6$ für geeignete Sonderfette und Lager, Schmierfristen nach Diagramm, Abbildung 20	Alle Lagerbauarten, außer Axial-Pendelrollenlager, jedoch abhängig von Drehgeschwindigkeit und Fettart. Niedrige Reibung und günstiges Geräuschverhalten mit Sonderfetten
	Nachschmierung	Handpresse, Fettpumpe	Zuführbohrungen, eventuell Fettmengenregler, Auffangraum für Altfett		
	Sprühschmierung	Verbrauchsschmieranlage ²⁾	Zuführung durch Rohre oder Bohrungen, Auffangraum für Altfett		
Öl (größere Ölmenge)	Ölsumpfschmierung	Peilstab, Standrohr, Niveauekontrolle	Gehäuse mit ausreichendem Ölvolumen, Überlaufbohrungen, Anschluß für Kontrollgeräte	~ $0,5 \cdot 10^6$	Alle Lagerbauarten. Geräuschdämpfung abhängig von der Ölviskosität, höhere Lagerreibung durch Ölplanungsverluste, gute Kühlwirkung, Abführung von Verschleißteilchen bei Umlauf- und Spritzschmierung
	Ölumlaufschmierung durch Eigenförderung der Lager oder dem Lager zugeordnete Fördererlemente		Ölzulaufbohrungen, Lagergehäuse mit ausreichendem Volumen. Fördererlemente, die auf Ölviskosität und Drehgeschwindigkeit abgestimmt sind. Förderwirkung der Lager beachten.	Muß jeweils ermittelt werden	
	Ölumlaufschmierung	Umlaufschmieranlage ²⁾	ausreichend große Bohrungen für Ölzulauf und Öl Ablauf	~ $1 \cdot 10^6$	
	Ölspritzschmierung	Umlaufschmieranlage mit Spritzdüsen ⁵⁾	Ölzulauf durch gerichtete Düsen, Öl Ablauf durch ausreichend große Bohrungen	bis $4 \cdot 10^6$ erprobt	
Öl (Minimalmenge)	Öl impulschmierung Öl tropfchmierung	Verbrauchsschmieranlage ²⁾ , Tropföler, Ölsprühschmieranlage	Ablaufbohrungen	~ $2 \cdot 10^6$ abhängig von Lagerbauart, Ölviskosität, Ölmenge, konstruktiver Ausbildung	Alle Lagerbauarten. Geräuschdämpfung abhängig von der Ölviskosität, Reibung von der Ölmenge und der Ölviskosität abhängig
	Öl nebelchmierung	Ölnebelanlage ³⁾ , evtl. Ölabscheider	eventuell Absaugvorrichtung		
	Öl-Luft-Schmierung	Öl-Luft-Schmieranlage ⁴⁾	eventuell Absaugvorrichtung		

¹⁾ Von Lagerbauart und Einbauverhältnissen abhängig.²⁾ Zentralschmieranlage aus Pumpe, Behälter, Filter, Rohrleitungen, Ventilen, Drosseln. Umlaufanlage mit Ölrückführung, eventuell mit Kühler. Verbrauchsanlage mit zeitlich gesteuerten Dosierventilen geringer Fördermenge (5...10 mm³/Hub).³⁾ Ölnebelanlage bestehend aus Behälter, Mikronebelöler, Leitungen, Rückverdichterdüsen, Steuerung, Druckluftversorgung.⁴⁾ Öl-Luft-Schmieranlage bestehend aus Pumpe, Behälter, Leitungen, volumetrischem Öl-Luft-Dosierverteiler, Düsen, Steuerung, Druckluftversorgung.⁵⁾ Auslegung der Düsen.

Tabelle 21: Nutzbare Dauertemperatur für Schmierfett nach FAG⁸⁷

Art des Schmierfettes	Klassifizierung	Gebrauchstempertemperaturbereich C°	obere Dauergrenztemperatur $T_{\text{Grenz,oben}}^{1)}$	NLGI-Klasse	Drehzahlkennwert $n \times d_m \text{ min}^{-1} \times \text{mm}$	ISO-VG-Klasse (Grundöl) ²⁾
Polyharnstoff Esteröl	Kugellagerfett für T <+180 °C	-40 bis +180	+115	2 bis 3	600.000	68 bis 220
Polyharnstoff SHC	Kugellagerfett für T <+160 °C	-40 bis +160	+85	2 bis 3	500.000	68 bis 220
Lithiumseife Mineralöl	Kugel-/Spannlagerfett Standard für D>62mm	-30 bis +140	+75	3	500.000	68 bis 150
Lithiumseife Mineralöl	Kugellagerfett geräuscharm für D≤62 mm	-30 bis +140	+75	2	500.000	68 bis 150
Lithiumseife Esteröl	Kugellagerfett geräuscharm, hohe Drehzahlen	-50 bis +150	+70	2 bis 3	1.000.000	22 bis 32
Lithiumseife Esteröl	Leichtlauf fett mit niedrigem Reibungsmoment	-50 bis +120	+70	2	1.000.000	10 bis 22
Gel Esteröl	Spannlager-Erstbefettung bei tiefen Temperaturen	-54 bis +204 ³⁾	+80	1 bis 2	900.000	22 bis 46
Natriumkomplexseife Silikonöl	Spannlager-Erstbefettung für weiten Temperaturbereich und niedrige Belastungen	-40 bis +180	+115	3	150.000	68 bis 150
Lithiumkomplexseife Mineralöl	Fett für Linienberührung	-30 bis +140	+95	2 bis 3	500.000	150 bis 320
Calcium-Lithiumseife Mineralöl	Standardfett für Hülsenfreiläufe	-40 bis +180	+60	2	500.000	10 bis 22
Lithiumseife Esteröl	Vorschubspindellagerfett	-30 bis +160	+110	2	600.000	15 bis 100
PTFE Alkoxyfluorether	medienbeständiges Wälzlagerfett für Temperaturen bis +250 °C	-40 bis +250	+180	2	300.000	460 bis 680
Bariumkomplexseife Mineralöl	medienbeständiges Wälzlagerfett für Temperaturen bis +140 °C	-20 bis +140	+70	1 bis 2	350.000	150 bis 320

¹⁾ Die obere Dauergrenztemperatur $T_{\text{Grenz,oben}}$ darf nicht überschritten werden, wenn eine temperaturbedingte Minderung der Fettgebrauchsdauer vermieden werden soll.

²⁾ Abhängig vom Lagertyp.

³⁾ Gebrauchstemperaturbereich nicht nach DIN 51825 bestimmt, sondern nach MIL-Spezifikation

Abbildung 64: Abgedichtete und vom Wälzlagerhersteller gefettete Lager⁸⁸

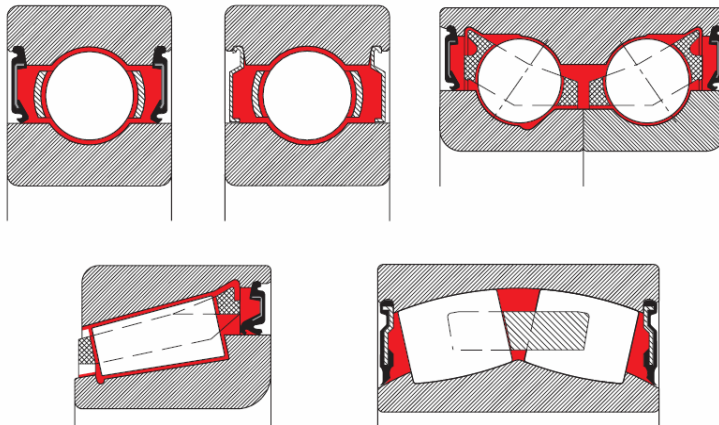


Abbildung 65: Stauscheibe hält das Fett im Lager und in der Lagernähe⁸⁹

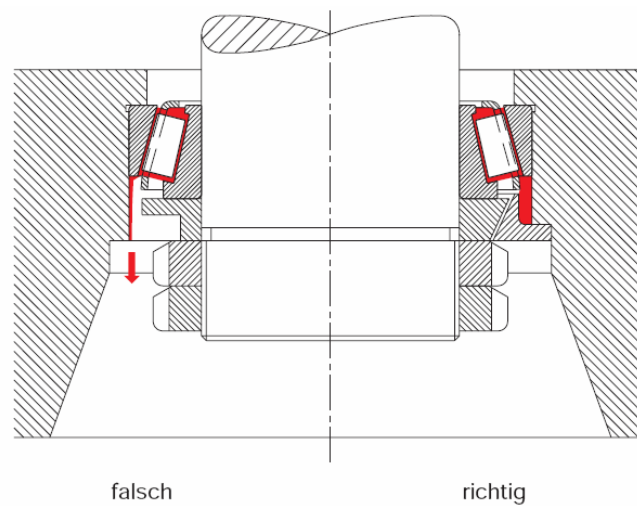
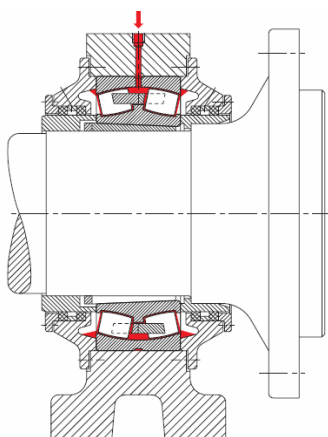


Abbildung 66: Zuführung des Fettes durch den Lageraußenring⁹⁰



⁸⁸ Quelle: Buch Schmierfette, 2000, S.337

⁸⁹ SKF: Wälzlager im Betrieb Druckschrift 4690G.:SKF, 2002, S.41

⁹⁰ Quelle: Buch Schmierfette, 2000, S.338

Abbildung 67: Fettschmierung: Überschmierung durch Austrittsbohrung verhindert⁹¹

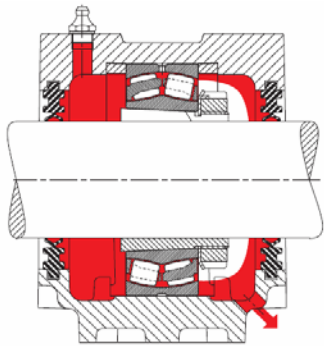
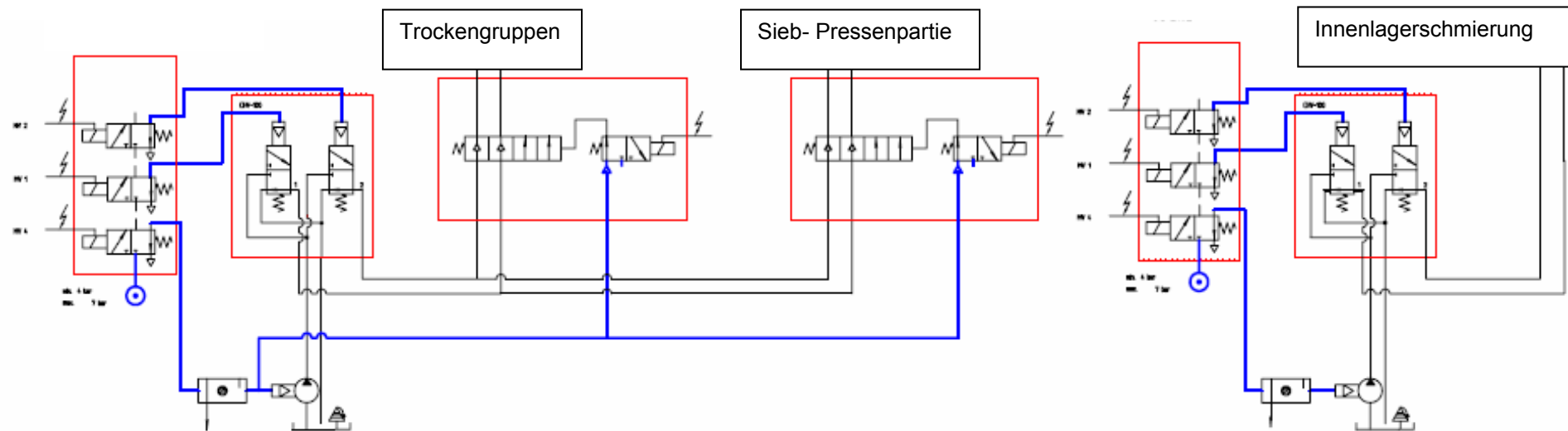


Abbildung 68: Layout alte Fett Zentralschmierung



⁹¹ Quelle: Buch Schmierfette, 2000, S.338

Abbildung 69: Walzenübersichtsplan der Papiermaschine

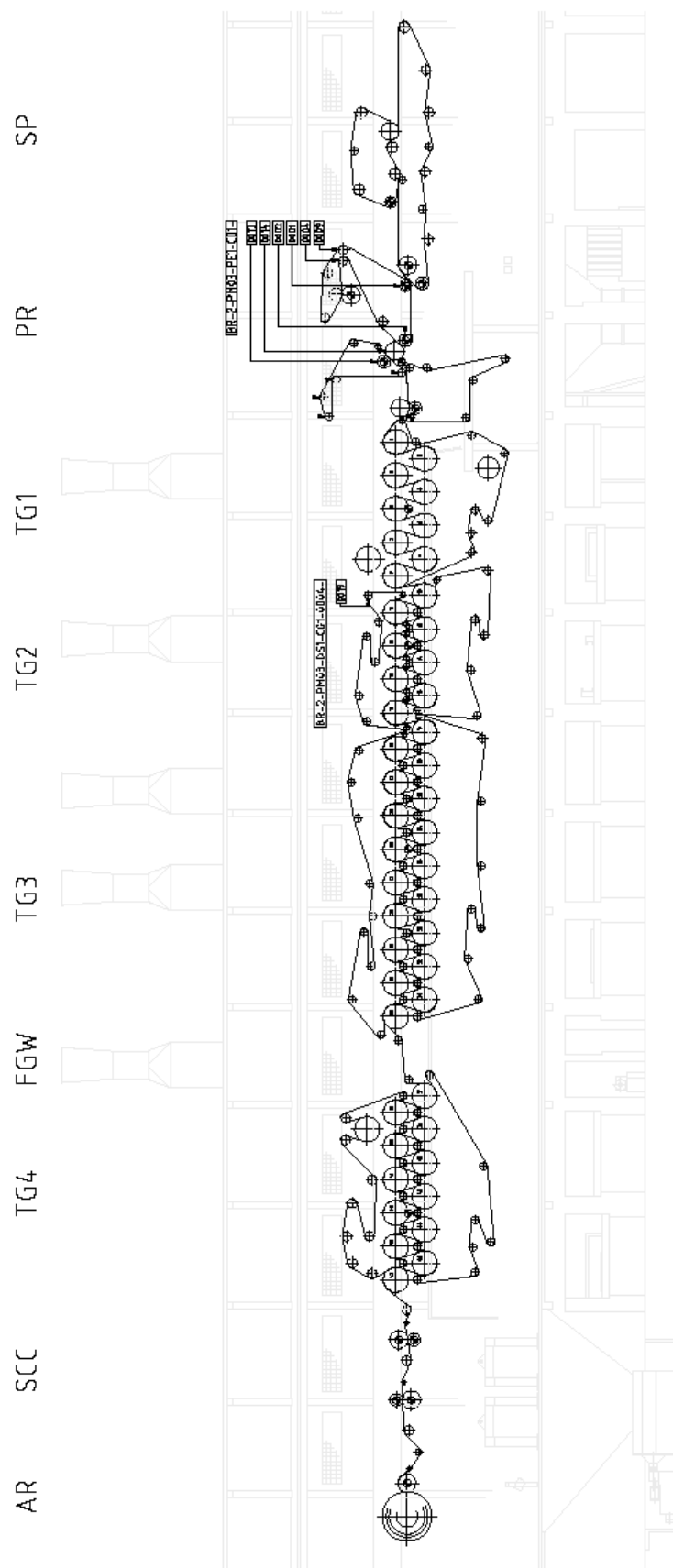


Abbildung 70: Layoutplan neue Fett-Zentralschmierung Papiermaschine 3

